

10/574261

DK-US065021

PATENT

IAP20 Rec'd PCT/PTO 31 MAR 2006

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of

Masanori MASUDA

Serial No.: New – (National Phase of  
PCT/JP2005/009099)

International Filing Date: May 18, 2005

For: ROTARY COMPRESSOR

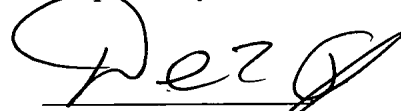
**SUBMISSION OF INTERNATIONAL PATENT  
APPLICATION NO. PCT/JP2005/009099, AS FILED**

Assistant Commissioner of Patents  
Washington, DC 20231

Sir:

Applicant submits herewith a copy of International Patent Application No.  
PCT/JP2005/009099, as filed.

Respectfully submitted,



David L. Tarnoff  
Reg. No. 32,383

SHINJYU GLOBAL IP COUNSELORS, LLP  
1233 Twentieth Street, NW, Suite 700  
Washington, DC 20036  
(202)-293-0444  
Dated: 3-31-06

## 明 細 書

## 回転式圧縮機

## 技術分野

- [0001] 本発明は、回転式圧縮機に関し、特に、シリンダが有するシリンダ室の内部にピストンが偏心して収納されるとともに、シリンダとピストンとが相対的に偏心回転運動をするように構成された圧縮機構を有する回転式圧縮機に関するものである。

## 背景技術

- [0002] 従来より、この種の回転式圧縮機として、環状のシリンダ室の内部で環状ピストンが偏心回転運動をする際のシリンダ室の容積変化によって冷媒を圧縮するように構成されたものがある(例えば、特許文献1参照)。図11及び図12(図11のXII-XII断面図:ハッチング省略)に示すように、この圧縮機(100)では、密閉型のケーシング(110)内に、圧縮機構(120)と、該圧縮機構(120)を駆動する電動機(図示せず)とが収納されている。
- [0003] 上記圧縮機構(120)は、環状のシリンダ室(C1, C2)を有するシリンダ(121)と、このシリンダ室(C1, C2)に配置された環状ピストン(122)とを有している。上記シリンダ(121)は、互いに同心上に配置された外側シリンダ(124)と内側シリンダ(125)とを備え、外側シリンダ(124)と内側シリンダ(125)の間に上記シリンダ室(C1, C2)が形成されている。
- [0004] 上記シリンダ(121)はケーシング(110)に固定されている。また、環状ピストン(122)は電動機に連結されている駆動軸(133)の偏心部(133a)に円形のピストンベース(160)を介して連結され、該駆動軸(133)の中心に対して偏心回転運動をするように構成されている。
- [0005] 上記環状ピストン(122)は、外周面の1点が外側シリンダ(124)の内周面に実質的に接する(「実質的に接する」とは、厳密に言うと油膜ができる程度の微細な隙間があるが、その隙間での冷媒の漏れが問題にならない状態をいう)と同時に、それと位相が180°異なる位置において内周面の一点が内側シリンダ(125)の外周面に実質的に接する状態を保ちながら、偏心回転運動をするように構成されている。この結果、

環状ピストン(122)の外側には外側シリンダ室(C1)が形成され、内側には内側シリンダ室(C2)が形成されている。

[0006] 上記環状ピストン(122)の外側には外側ブレード(123A)が配置され、内側には外側ブレード(123A)の延長線上に内側ブレード(123B)が配置されている。外側ブレード(123A)は環状ピストン(122)の径方向内側に向かって付勢され、内周端が該環状ピストン(122)の外周面に圧接している。また、内側ブレード(123B)は環状ピストン(122)の径方向外側に向かって付勢され、外周端が該環状ピストン(122)の内周面に圧接している。

[0007] 外側ブレード(123A)は外側シリンダ室(C1)を2つに区画し、内側ブレード(123B)は内側シリンダ室(C2)を2つに区画している。具体的に、上記外側ブレード(123A)は外側シリンダ室(C1)を低圧室(C1-Lp)と高圧室(C1-Hp)に区画し、内側ブレード(123B)は内側シリンダ室(C2)を低圧室(C2-Lp)と高圧室(C2-Hp)に区画している。外側シリンダ(124)には、上記ケーシング(110)に設けられる吸入管(114)から外側シリンダ室(C1)に連通する吸入口(141)が外側ブレード(123A)の近傍に形成されている。また、環状ピストン(122)には、該吸入口(141)の近傍に貫通孔(143)が形成され、該貫通孔(143)によって外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)の低圧室(C1-Lp, C2-Lp)同士が連通している。さらに、上記圧縮機構(120)には、上記両シリンダ室(C1, C2)の高圧室(C1-Hp, C2-Hp)をケーシング(110)内の高圧空間(S)に連通させる吐出口(図示せず)が設けられている。

[0008] なお、この例では、環状ピストン(122)の自転を阻止しながら偏心回転運動(公転)のみを許容するため、自転阻止機構としてオルダム機構(161)が設けられている。

[0009] この圧縮機構(120)では、駆動軸(133)の回転に伴って上記環状ピストン(122)が偏心回転運動をすると、外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)のそれぞれで、容積の拡大と縮小が交互に繰り返される。そして、各シリンダ室(C1, C2)の容積が拡大する際には、冷媒を吸入口(141)からシリンダ室(C1, C2)内へ吸入する吸入行程が行われ、容積が縮小する際には、冷媒を各シリンダ室(C1, C2)内で圧縮する圧縮行程と、冷媒を各シリンダ室(C1, C2)から吐出口を介してケーシング(110)内の高圧空間(S)へ吐出する吐出行程が行われる。ケーシング(110)の高圧空間(S)に吐出さ

れた高压の冷媒は、該ケーシング(110)に設けられている吐出管(115)を介して冷媒回路の凝縮器へ流出していく。

- [0010] 一方、上記特許文献1には、図13に示すように、図12の構成を一部変更した例も開示されている。この圧縮機構(120)では、環状ピストン(122)を1カ所で分断してC型形状とし、1枚のブレード(123)がこの分断箇所を横切って外側シリンダ(124)の内周面と内側シリンダ(125)の外周面とに接している。外側シリンダ(124)の内周面は、上記ブレード(123)の接触する部分が、内側シリンダ(125)の外周面と同じ曲率半径で形成されている。また、環状ピストン(122)が、内側シリンダ(125)の周りで偏心回転運動(公転)はするが、自転はしないように、図示しないオルダム機構が設けられている。環状ピストン(122)の偏心回転運動により、冷媒の吸入行程、圧縮行程、及び吐出行程が行われる点は、図11及び図12の例と同様である。

特許文献1:特開平6-288358号公報

#### 発明の開示

#### 発明が解決しようとする課題

- [0011] しかし、図11～図13に示した従来の構成では、吸入配管がシリンダ室(C1, C2)の低压室(C1-Lp, C2-Lp)に直結されているため、各シリンダ室(C1, C2)での吸入行程で生じる圧力脈動が、吸入配管を通じて冷媒回路の系内へ伝播する。その結果、冷媒回路の機器や配管が振動したり、異音が発生したりする問題があった。
- [0012] 本発明は、このような問題点に鑑みて創案されたものであり、その目的は、シリンダが有する環状のシリンダ室の内部に環状ピストンが配置されるとともに、シリンダと環状ピストンとが相対的に偏心回転運動をするように構成され、さらに該シリンダ室がブレードで高压室と低压室に区画された圧縮機構を有する回転式圧縮機において、吸入行程で生じる圧力脈動に起因して振動や異音が発生するのを防止することである。

#### 課題を解決するための手段

- [0013] 本発明は、吸入ガスを圧縮機構(20)に吸入する際のバッファ空間となる低压空間(S1)をケーシング(10)内に設けることで、吸入行程で生じる圧力脈動が吸入配管を通じて冷媒回路の系内へ伝播されるのを防止したものである。

- [0014] 具体的に、第1の発明は、シリンダ室(C1, C2) (C)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(C1, C2) (C)に収納されたピストン(22)と、上記シリンダ室(C1, C2) (C)に配置され、該シリンダ室(C1, C2) (C)を高圧室(C1-Hp, C2-Hp) (C-Hp)と低圧室(C1-Lp, C2-Lp) (C-Lp)とに区画するブレード(23)とを有し、シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に偏心回転運動をする圧縮機構(20)と、該圧縮機構(20)を駆動する電動機(30)と、該圧縮機構(20)及び電動機(30)を収納するケーシング(10)とを備えた回転式圧縮機を前提としている。
- [0015] そして、この回転式圧縮機は、上記ケーシング(10)内に、圧縮機構(20)の吸入側に連通する低圧空間(S1)と、該圧縮機構(20)の吐出側に連通する高圧空間(S2)とが形成され、上記ケーシング(10)には、低圧空間(S1)側に接続された吸入管(14)と、高圧空間(S2)側に接続された吐出管(15)とが設けられていることを特徴としている。
- [0016] この第1の発明では、吸入ガスは、吸入管(14)からケーシング(10)内の低圧空間(S1)に流入した後、圧縮機構(20)に吸入される。圧縮機構(20)に吸入されたガスは、該圧縮機構(20)で圧縮されて高圧になり、ケーシング(10)内の高圧空間(S2)に流出した後、吐出管(15)から吐出される。
- [0017] 第2の発明は、第1の発明の回転式圧縮機において、ケーシング内(10)には、圧縮機構(20)を挟んで2つの空間が形成され、一方が低圧空間(S1)であり、他方が高圧空間(S2)であることを特徴としている。
- [0018] この第2の発明では、吸入管(14)を通った吸入ガスは、圧縮機構(20)によってケーシング(10)内に区画された低圧空間(S1)に流入した後、該圧縮機構(20)に吸入されて高圧になる。また、高圧ガスは、圧縮機構(20)を挟んで低圧空間(S1)と反対側に形成された高圧空間(S2)に流出した後、吐出管(15)から吐出される。
- [0019] 第3の発明は、第1の発明の回転式圧縮機において、電動機(30)が高圧空間(S2)に配置されていることを特徴としている。
- [0020] この第3の発明では、圧縮機構(20)から吐出された吐出ガスは、高圧空間(S2)を通るときに電動機(30)の周囲を流れ、吐出管(15)から吐出される。
- [0021] 第4の発明は、第1の発明の回転式圧縮機において、圧縮機構(30)の下方に高圧

空間(S2)が設けられ、該高圧空間(S2)に、潤滑油を貯留する油溜まり(19)が設けられていることを特徴としている。

[0022] この第4の発明では、圧縮機構(20)からの吐出ガスが充満する高圧空間(S2)に潤滑油を貯留するようにしているので、潤滑油に吐出ガスの高圧圧力が作用する。

[0023] 第5の発明は、第1の発明の回転式圧縮機において、圧縮機構(20)の外周が低圧空間(S1)に包囲されていることを特徴としている。

[0024] この第5の発明では、圧縮機構(20)の外周が低圧空間(S1)に包囲されているため、圧縮機構(20)の周囲温度が低く、吸入ガスが、高圧空間(S2)内に含まれる高温の吐出ガスからの影響を受けないようにすることができる。

[0025] 第6の発明は、第1の発明の回転式圧縮機において、シリンダ室(C1, C2)の軸直角断面形状が環状に形成され、ピストン(22)が上記シリンダ室(C1, C2)内に配置されて該シリンダ室(C1, C2)を外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)とに区画する環状ピストン(22)により構成されていることを特徴としている。なお、ここで言う「軸直角断面」は、駆動軸(回転中心)に対して直角の断面のことである。

[0026] この第6の発明では、環状のシリンダ室(C1, C2)内に環状ピストン(22)が偏心して収納されて、外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)とが区画された圧縮機構(20)を有する回転式圧縮機において、吸入ガスは、吸入管(14)からケーシング(10)内の低圧空間(S1)に流入した後、圧縮機構(20)に吸入される。圧縮機構(20)に吸入されたガスは、該圧縮機構(20)で圧縮されて高圧になり、ケーシング(10)内の高圧空間(S2)に流出した後、吐出管(15)から吐出される。

[0027] 第7の発明は、第6の発明の回転式圧縮機において、ブレード(23)がシリンダ(21)に一体的に設けられるとともに、環状ピストン(22)とブレード(23)とを相互に可動に連結する連結部材(27)を備え、上記連結部材(27)が、環状ピストン(22)に対する第1摺動面(P1)と、ブレード(23)に対する第2摺動面(P2)とを備えていることを特徴としている。

[0028] この第7の発明では、圧縮機構(20)を駆動すると、シリンダ(21)と環状ピストン(22)とが相対的に偏心回転運動をする。この偏心回転運動の際に、環状ピストン(22)とブレード(23)とは、所定の揺動中心で相対的に揺動するとともに、該ブレード(23)の面

方向へ相対的に進退する。そして、シリンダ室(C1, C2)の容積が拡大する際にガスが該シリンダ室(C1, C2)に吸入され、該シリンダ室(C1, C2)の容積が縮小する際に該ガスが圧縮される。

[0029] ここで、図11、図12に示した従来の構成では、ブレード(123A, 123B)と環状ピストン(122)とが線接触をし、図13に示した構成ではブレード(123)とシリンダ(124, 125)とが線接触をしているため、運転時に環状ピストン(122)が偏心回転運動をする際に接触部の受ける荷重が大きく、該接触部が摩耗したり、焼き付いたりするおそれがあった。

[0030] また、図11～図13の構成では、このように部材同士が線接触をしているため、接触部のシール性が低く、外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)のそれぞれにおいて、高圧室(C1-Hp, C2-Hp)から低圧室(C1-Lp, C2-Lp)へガスが漏れることで圧縮効率が低下するおそれもあった。

[0031] しかし、本発明では、ブレード(23)と環状ピストン(22)とが、連結部材(27)を介して動作(相対的な揺動動作及び進退動作)をする際に、連結部材(27)は、環状ピストン(22)及びブレード(23)の両方に対して摺動面(P1, P2)で実質的に面接触をするので、接触部に作用する荷重が小さくなり、接触部の摩耗や焼き付きが生じにくくなる。また、このように部材同士が摺動面(P1, P2)で面接触をするので、特許文献1のように線接触をする構造のものに比べて、その接触箇所からのガスの漏れを防止できる。

[0032] 第8の発明は、第7の発明の回転式圧縮機において、環状ピストン(22)が、円環の一部分が分断されたC型形状に形成され、ブレード(23)が、環状のシリンダ室(C1, C2)の内周側の壁面から外周側の壁面まで、環状ピストン(22)の分断箇所を挿通して延在するように構成され、連結部材(27)が、上記ブレード(23)を進退可能に保持するブレード溝(28)と、上記環状ピストン(22)に分断箇所において揺動自在に保持される円弧状外周面とを有する揺動ブッシュ(27)であることを特徴としている。

[0033] この第8の発明では、圧縮機構(20)を駆動すると、ブレード(23)は揺動ブッシュ(27)のブレード溝(28)に面接触しながら進退し、該揺動ブッシュ(27)は環状ピストン(22)の分断箇所に面接触しながら揺動する。こうすることで、連結部材(27)が環状ピスト

ン(22)及びブレード(23)に対して確実に面同士で接触し、また、該接触箇所からのガスの漏れを確実に防止できる。

- [0034] 第9の発明は、第6の発明の回転式圧縮機において、圧縮機構(20)を駆動する駆動軸(33)を備え、上記駆動軸(33)が回転中心から偏心した偏心部(33a)を備え、該偏心部(33a)がシリンダ(21)または環状ピストン(22)に連結され、上記駆動軸(33)における偏心部(33a)の軸方向両側部分が軸受け部(16a, 17a)を介してケーシング(10)に保持されていることを特徴としている。
- [0035] この第9の発明では、圧縮機構(20)を駆動する駆動軸(33)が、偏心部(33a)の軸方向両側部分で軸受け部(16a, 17a)を介してケーシング(10)に保持された状態で回転するので、該圧縮機構(20)の動作が安定する。
- [0036] 第10の発明は、第1の発明の回転式圧縮機において、シリンダ室(C)の軸直角断面形状が円形に形成され、ピストン(22)が上記シリンダ室(C)内に配置された円形ピストン(22)により構成されていることを特徴としている。
- [0037] この第10の発明では、円形のシリンダ室(C)内に円形ピストン(22)が偏心して収納された圧縮機構(20)を有する回転式圧縮機において、吸入ガスは、吸入管(14)からケーシング(10)内の低圧空間(S1)に流入した後、圧縮機構(20)に吸入される。圧縮機構(20)に吸入されたガスは、該圧縮機構(20)で圧縮されて高圧になり、ケーシング(10)内の高圧空間(S2)に流出した後、吐出管(15)から吐出される。

### 発明の効果

- [0038] 上記第1の発明によれば、ケーシング(10)内に、圧縮機構(20)の吸入側に連通する低圧空間(S1)と、該圧縮機構(20)の吐出側に連通する高圧空間(S2)とを形成し、上記ケーシング(10)に、低圧空間(S1)側に接続された吸入管(14)と、高圧空間(S2)側に接続された吐出管(15)とを設けている。このため、吸入管(14)を圧縮機構(20)の吸入側に直結せず、低圧空間(S1)に対して該吸入管(14)を開放することになるので、上記低圧空間(S1)が、吸入ガスを圧縮機構(20)に吸入する際のバッファ空間となる。したがって、上記圧縮機構(20)のシリンダ室(C1, C2)(C)での吸入行程で生じる圧力脈動が、上記吸入配管(14)を通じて冷媒回路の系内へ伝播しないため、冷媒回路の機器や配管が振動したり、異音が発生したりするのを防止できる。



- [0039] また、吐出ガスは高圧空間(S2)を通り、吐出管(15)から排出される。したがって、吐出ガスの熱が吸入側には伝わらないので、吸入過熱損による性能低下を防止できる。また、吐出ガスが高圧空間(S2)に充満した後に吐出管(15)から排出されるので、吐出圧力の脈動が吐出配管に影響することも避けることができる。
- [0040] さらに、圧縮機に吸入される低圧ガスに液が混じっていたとしても、低圧空間において液とガスを分離して、ガスだけを圧縮機構(20)に吸入させることができるため、吸入構造によっては液圧縮を防止することも可能となり、圧縮機構(20)の損傷を回避できる。
- [0041] 上記第2の発明によれば、ケーシング内(10)に、圧縮機構(20)を挟んで2つの空間を形成し、一方を低圧空間(S1)、他方を高圧空間(S2)にしているので、簡単な構成で低圧空間(S1)と高圧空間(S2)を設けることができる。したがって、圧縮機(1)の構造が複雑化せず、大型化も防止できる。
- [0042] 上記第3の発明によれば、電動機(30)を高圧空間(S2)に配置している。このため、電動機(30)の周囲を流れるのは圧縮機構(20)からの吐出ガスであり、圧縮機構(20)への吸入ガスは電動機(30)の周囲を流れない。したがって、吸入ガスが電動機(30)によって加熱されないため、吸入過熱損による性能低下を確実に防止できる。
- [0043] 第4の発明によれば、圧縮機構(30)の下方に高圧空間(S2)を設け、該高圧空間(S2)に油溜まり(19)を設けたことにより、吐出ガスの高圧圧力を利用して潤滑油を圧縮機構(20)の摺動部などへ供給できる。したがって、給油構造を簡単にすることが可能となる。
- [0044] 上記第5の発明によれば、圧縮機構(20)の外周が低圧空間(S1)で包囲されているため、圧縮機構(20)の周囲温度が低く、吸入ガスが、高圧空間(S2)内に含まれる高温の吐出ガスからの影響を受けて過熱されるのを防止することができる。
- [0045] 上記第6の発明によれば、環状のシリンダ室(C1, C2)内に環状ピストン(22)が偏心して収納されて、外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)とが区画された圧縮機構(20)を有する回転式圧縮機において、吸入側の圧力脈動と吐出側の圧力脈動を防止できるとともに、吸入過熱損による性能低下を防止できる。
- [0046] 上記第7の発明によれば、圧縮機構(20)の動作の際に、連結部材(27)が環状ピス

トン(22)及びブレード(23)に対して摺動面(P1, P2)で実質的に面接触をするため、特許文献1のように線接触をする構造と比べて、その接触箇所に作用する単位面積あたりの荷重を小さくできる。したがって、運転時にブレード(23)と環状ピストン(22)とが連結部材(27)を介して摺動する際に、接触部が摩耗したり、焼き付いたりしにくくなる。また、連結部材(27)が環状ピストン(22)及びブレード(23)に対して摺動面(P1, P2)で面接触することにより、第1室(C1-Hp, C2-Hp)と第2室(C1-Lp, C2-Lp)の間でガスが漏れるのも防止できる。

[0047] 上記第8の発明によれば、連結部材(27)として、上記ブレード(23)を進退可能に保持するブレード溝(28)と、上記環状ピストン(22)に分断箇所において揺動自在に保持される円弧状外周面とを有する揺動ブッシュ(27)を用いているので、運転時のガスの漏れや、部材の摩耗、焼き付きを確実に防止できるのに加えて、連結部の構造が複雑になることも防止できる。このため、機構の大型化やコスト増加も防止できる。

[0048] 上記第9の発明によれば、圧縮機構(20)を駆動する駆動軸(33)が、偏心部(33a)の軸方向両側部分で軸受け部(16a, 17a)を介してケーシング(10)に保持された状態で回転するようにしたことによって、該圧縮機構(20)の動作が安定するので、機構(20)の信頼性が向上する。

[0049] 上記第10の発明によれば、円形のシリンダ室(C)内に円形ピストン(22)が偏心して収納された圧縮機構(20)を有する回転式圧縮機において、吸入側の圧力脈動と吐出側の圧力脈動を防止できるとともに、吸入過熱損による性能低下を防止できる。

#### 図面の簡単な説明

[0050] [図1]図1は、本発明の実施形態1に係る回転式圧縮機の縦断面図である。

[図2]図2は、圧縮機構の動作を示す横断面図である。

[図3]図3は、実施形態1の第1変形例に係る回転式圧縮機の縦断面図である。

[図4]図4は、実施形態1の第2変形例に係る回転式圧縮機の縦断面図である。

[図5]図5は、実施形態1の第3変形例に係る回転式圧縮機の縦断面図である。

[図6]図6は、実施形態2に係る回転式圧縮機の縦断面図である。

[図7]図7は、実施形態3に係る回転式圧縮機の縦断面図である。

[図8]図8は、実施形態4に係る回転式圧縮機の縦断面図である。

[図9]図9は、図8の回転式圧縮機の圧縮機構を示す横断面図である。

[図10]図10は、実施形態5に係る回転式圧縮機の縦断面図である。

[図11]図11は、従来技術に係る回転式圧縮機の部分縦断面図である。

[図12]図12は、図11のXII-XII断面図である。

[図13]図13は、図12の変形例を示す断面図である。

### 符号の説明

[0051]	1	圧縮機
	10	ケーシング
	14	吸入管
	15	吐出管
	16	上部ハウジング
	16a	軸受け部
	17	下部ハウジング
	17a	軸受け部
	19	油溜まり
	20	圧縮機構
	21	シリンダ
	22	環状ピストン(ピストン)
	23	ブレード
	24	外側シリンダ
	25	内側シリンダ
	26	鏡板
	27	連結部材(揺動ブッシュ)
	28	ブレード溝
	30	電動機
	33	駆動軸
	33a	偏心部
	C1	シリンダ室(外側シリンダ室)

C2 シリンダ室(内側シリンダ室)

C1-Hp 高圧室(圧縮室)

C2-Hp 高圧室(圧縮室)

C1-Lp 低圧室(吸入室)

C2-Lp 低圧室(吸入室)

P1 第1摺動面

P2 第2摺動面

S1 低圧空間

S2 高圧空間

### 発明を実施するための最良の形態

[0052] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

[0053] 《発明の実施形態1》

図1に示すように、本実施形態の回転式圧縮機(1)は、ケーシング(10)内に、圧縮機構(20)と電動機(駆動機構)(30)とが収納され、全密閉型に構成されている。上記圧縮機(1)は、例えば、空気調和装置の冷媒回路において、蒸発器から吸入した冷媒を圧縮して、凝縮器へ吐出するために用いられる。

[0054] ケーシング(10)は、円筒状の胴部(11)と、この胴部(11)の上端部に固定された上部鏡板(12)と、胴部(11)の下端部に固定された下部鏡板(13)とから構成されている。上部鏡板(12)には、該鏡板(12)を貫通する吸入管(14)が設けられ、胴部(11)には、該胴部(11)を貫通する吐出管(15)が設けられている。

[0055] 上記圧縮機構(20)は、ケーシング(10)に固定された上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)との間に構成されている。この圧縮機構(20)は、軸直角断面形状が環状のシリンダ室(C1, C2)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ室(C1, C2)内に配置された環状ピストン(22)と、図2に示すようにシリンダ室(C1, C2)を高圧室(圧縮室)(C1-Hp, C2-Hp)と低圧室(吸入室)(C1-Lp, C2-Lp)とに区画するブレード(23)とを有している。シリンダ(21)と環状ピストン(22)とは、相対的に偏心回転運動をするように構成されている。この実施形態1では、シリンダ室(C1, C2)を有するシリンダ(21)が可動側であり、シリンダ室(C1, C2)内に配置される環状ピストン(22)が固定側である。

- [0056] 電動機(30)は、ステータ(31)とロータ(32)とを備えている。ステータ(31)は、圧縮機構(20)の下方に配置され、ケーシング(10)の胴部(11)に固定されている。ロータ(32)には駆動軸(33)が連結されていて、該駆動軸(33)がロータ(32)とともに回転するように構成されている。駆動軸(33)は、上記シリンダ室(C1, C2)を上下方向に貫通している。
- [0057] 上記駆動軸(33)には、該駆動軸(33)の内部を軸方向にのびる給油路(図示省略)が設けられている。また、駆動軸(33)の下端部には、給油ポンプ(34)が設けられている。そして、上記給油路は、該給油ポンプ(34)から圧縮機構(20)まで上方へのびている。この構成により、ケーシング(10)内にある後述の高圧空間(S2)の油溜まり(19)に貯まる潤滑油を、この給油ポンプ(34)で上記給油路を通じて圧縮機構(20)の摺動部まで供給するようにしている。
- [0058] 駆動軸(33)には、シリンダ室(C1, C2)の中に位置する部分に偏心部(33a)が形成されている。偏心部(33a)は、該偏心部(33a)の上下の部分よりも大径に形成され、駆動軸(33)の軸心から所定量だけ偏心している。
- [0059] 上記シリンダ(21)は、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)を備えている。外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)は、下端部が鏡板(26)で連結されることにより一体化されている。そして、駆動軸(33)の偏心部(33a)に、上記内側シリンダ(25)が摺動自在に嵌め込まれている。
- [0060] 上記環状ピストン(22)は、上部ハウジング(16)と一体的に形成されている。また、上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)には、それぞれ、上記駆動軸(33)を支持するための軸受け部(16a, 17a)が形成されている。このように、本実施形態の圧縮機(1)は、上記駆動軸(33)が上記シリンダ室(C1, C2)を上下方向に貫通し、偏心部(33a)の軸方向両側部分が軸受け部(16a, 17a)を介してケーシング(10)に保持される貫通軸構造となっている。
- [0061] 上記圧縮機構(20)は、環状ピストン(22)とブレード(23)とを相互に可動に連結する連結部材として、揺動ブッシュ(27)を備えている。環状ピストン(22)は、円環の一部が分断されたC型形状に形成されている。上記ブレード(23)は、シリンダ室(C1, C

2)の径方向線上で、シリンダ室(C1, C2)の内周側の壁面(内側シリンダ(25)の外周面)から外周側の壁面(外側シリンダ(24)の内周面)まで、環状ピストン(22)の分断箇所を挿通して延在するように構成され、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)に固定されている。そして、揺動ブッシュ(27)は、環状ピストン(22)の分断箇所にて該環状ピストン(22)とブレード(23)とを連結している。なお、ブレード(23)は、図2に示すように外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)と一体的に形成してもよいし、別部材を両シリンダ(24, 25)に一体化して形成してもよい。

[0062] 外側シリンダ(24)の内周面と内側シリンダ(25)の外周面は、互いに同一中心上に配置された円筒面であり、その間に上記シリンダ室(C1, C2)が形成されている。上記環状ピストン(22)は、外周面が外側シリンダ(24)の内周面よりも小径で、内周面が内側シリンダ(25)の外周面よりも大径に形成されている。このことにより、環状ピストン(22)の外周面と外側シリンダ(24)の内周面との間に外側シリンダ室(C1)が形成され、環状ピストン(22)の内周面と内側シリンダ(25)の外周面との間に内側シリンダ室(C2)が形成されている。

[0063] また、環状ピストン(22)とシリンダ(21)は、環状ピストン(22)の外周面と外側シリンダ(24)の内周面とが1点で実質的に接する状態(厳密にはミクロンオーダーの隙間があるが、その隙間での冷媒の漏れが問題にならない状態)において、その接点と位相が180°異なる位置で、環状ピストン(22)の内周面と内側シリンダ(25)の外周面とが1点で実質的に接するようになっている。

[0064] 上記揺動ブッシュ(27)は、ブレード(23)に対して高圧室(C1-Hp, C2-Hp)側に位置する吐出側ブッシュ(27A)と、ブレード(23)に対して低圧室(C1-Lp, C2-Lp)側に位置する吸入側ブッシュ(27B)とから構成されている。吐出側ブッシュ(27A)と吸入側ブッシュ(27B)は、いずれも断面形状が略半円形で同一形状に形成され、フラット面同士が対向するように配置されている。そして、両ブッシュ(27A, 27B)の対向面の間のスペースがブレード溝(28)を構成している。

[0065] このブレード溝(28)にブレード(23)が挿入され、揺動ブッシュ(27A, 27B)のフラット面(第2摺動面(P2):図2(C)参照)がブレード(23)と実質的に面接触し、円弧状の外周面(第1摺動面(P1))が環状ピストン(22)と実質的に面接触している。揺動ブ

シュ(27A, 27B)は、ブレード溝(28)にブレード(23)を挟んだ状態で、ブレード(23)がその面方向にブレード溝(28)内を進退するように構成されている。同時に、揺動ブッシュ(27A, 27B)は、環状ピストン(22)に対してブレード(23)と一体的に揺動するように構成されている。したがって、上記揺動ブッシュ(27)は、該揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として上記ブレード(23)と環状ピストン(22)とが相対的に揺動可能となり、かつ上記ブレード(23)が環状ピストン(22)に対して該ブレード(23)の面方向へ進退可能となるように構成されている。

[0066] なお、この実施形態では両ブッシュ(27A, 27B)を別体とした例について説明したが、両ブッシュ(27A, 27B)は、一部で連結することにより一体構造としてもよい。

[0067] 以上の構成において、駆動軸(33)が回転すると、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)は、ブレード(23)がブレード溝(28)内を進退しながら、揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として揺動する。この揺動動作により、環状ピストン(22)とシリンダ(21)との接触点が図2において(A)図から(D)図へ順に移動する。このとき、上記外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)は駆動軸(33)の回転中心の周りを公転するが、自転はしない。

[0068] 上部ハウジング(16)には、吸入管(14)の下方の位置に吸入口(41)が形成されている。この吸入口(41)は、内側シリンダ室(C2)から、外側シリンダ(24)の外周に形成されている吸入空間(42)に跨って、長穴状に形成されている。該吸入口(41)は、上部ハウジング(16)をその軸方向に貫通し、シリンダ室(C1, C2)の低圧室(C1-Lp, C2-Lp)及び吸入空間(42)と上部ハウジング(16)の上方の空間(低圧空間(S1))とを連通している。また、外側シリンダ(24)には、上記吸入空間(42)と外側シリンダ室(C1)の低圧室(C1-Lp)とを連通する貫通孔(43)が形成され、環状ピストン(22)には、外側シリンダ室(C1)の低圧室(C1-Lp)と内側シリンダ室(C2)の低圧室(C2-Lp)とを連通する貫通孔(44)が形成されている。

[0069] 上記外側シリンダ(24)と環状ピストン(22)は、上記吸入口(41)に対応した箇所の上端部を面取りすることで、くさび形状に形成されている。こうすると、低圧室(C1-Lp, C2-Lp)への冷媒の吸入を効率よく行うことができる。

[0070] 上部ハウジング(16)には吐出口(45, 46)が形成されている。これらの吐出口(45, 4

6)は、それぞれ、上部ハウジング(16)をその軸方向に貫通している。吐出口(45)の下端は外側シリンダ室(C1)の高圧室(C1-Hp)に臨むように開口し、吐出口(46)の下端は内側シリンダ室(C2)の高圧室(C2-Hp)に臨むように開口している。一方、これらの吐出口(45, 46)の上端は、該吐出口(45, 46)を開閉する吐出弁(リード弁)(47, 48)を介して吐出空間(49)に連通している。

[0071] この吐出空間(49)は、上部ハウジング(16)とカバープレート(18)との間に形成されている。上部ハウジング(16)及び下部ハウジング(17)には、吐出空間(49)から下部ハウジング(17)の下方の空間(高圧空間(S2))に連通する吐出通路(49a)が形成されている。

[0072] 一方、上記下部ハウジング(17)には、シールリング(29)が設けられている。このシールリング(29)は、下部ハウジング(17)の環状溝(17b)に装填され、シリンダ(21)の鏡板(26)の下面に圧接している。また、シリンダ(21)と下部ハウジング(17)の接触面には、シールリング(29)の径方向内側部分に高圧の潤滑油が導入されるようになっている。以上のことにより、上記シールリング(29)は、上記潤滑油の圧力を利用して環状ピストン(22)の下端面とシリンダ(21)の鏡板(26)との間の軸方向隙間を縮小するコンプライアンス機構を構成している。

[0073] ー運転動作ー

次に、この圧縮機(1)の運転動作について説明する。

[0074] 電動機(30)を起動すると、ロータ(32)の回転が駆動軸(33)を介して圧縮機構(20)の外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)に伝達される。そうすると、ブレード(23)が揺動ブッシュ(27A, 27B)の間で往復運動(進退動作)を行い、かつ、ブレード(23)と揺動ブッシュ(27A, 27B)が一体的になって、環状ピストン(22)に対して揺動動作を行う。その際、揺動ブッシュ(27A, 27B)は、環状ピストン(22)及びブレード(23)に対して摺動面(P1, P2)で実質的に面接触をする。そして、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)が環状ピストン(22)に対して揺動しながら公転し、圧縮機構(20)が所定の圧縮動作を行う。

[0075] 具体的に、外側シリンダ室(C1)では、図2(D)の状態で低圧室(C1-Lp)の容積がほぼ最小であり、ここから駆動軸(33)が図の右回りに回転して図2(A)、図2(B)、図



2(C)の状態へ変化するのに伴って該低圧室(C1-Lp)の容積が増大するときに、冷媒が、吸入管(14)、低圧空間(S1)及び吸入口(41)を通して該低圧室(C1-Lp)に吸入される。このとき、冷媒は、吸入口(41)から低圧室(C1-Lp)へ直接吸入されるだけでなく、一部は吸入口(41)から吸入空間(42)へ入り、そこから貫通孔(43)を通して低圧室(C1-Lp)へ吸入される。

[0076] 駆動軸(33)が一回転して再び図2(D)の状態になると、上記低圧室(C1-Lp)への冷媒の吸入が完了する。そして、この低圧室(C1-Lp)は今度は冷媒が圧縮される高圧室(C1-Hp)となり、ブレード(23)を隔てて新たな低圧室(C1-Lp)が形成される。駆動軸(33)がさらに回転すると、上記低圧室(C1-Lp)において冷媒の吸入が繰り返される一方、高圧室(C1-Hp)の容積が減少し、該高圧室(C1-Hp)で冷媒が圧縮される。高圧室(C1-Hp)の圧力が所定値となって吐出空間(49)との差圧が設定値に達すると、該高圧室(C1-Hp)の高圧冷媒によって吐出弁(47)が開き、高圧冷媒が吐出空間(49)から吐出通路(49a)を通して高圧空間(S2)へ流出する。

[0077] 内側シリンダ室(C2)では、図2(B)の状態では低圧室(C2-Lp)の容積がほぼ最小であり、ここから駆動軸(33)が図の右回りに回転して図2(C)、図2(D)、図2(A)の状態へ変化するのに伴って該低圧室(C2-Lp)の容積が増大するときに、冷媒が、吸入管(14)、低圧空間(S1)及び吸入口(41)を通して該低圧室(C2-Lp)に吸入される。このとき、冷媒は、吸入口(41)から低圧室(C2-Lp)へ直接吸入されるだけでなく、一部は吸入口(41)から吸入空間(42)へ入り、そこから貫通孔(43)、外側シリンダ室の低圧室(C1-Lp)、及び貫通孔(44)を通して内側シリンダ室(C2)の低圧室(C2-Lp)へ吸入される。

[0078] 駆動軸(33)が一回転して再び図2(B)の状態になると、上記低圧室(C2-Lp)への冷媒の吸入が完了する。そして、この低圧室(C2-Lp)は今度は冷媒が圧縮される高圧室(C2-Hp)となり、ブレード(23)を隔てて新たな低圧室(C2-Lp)が形成される。駆動軸(33)がさらに回転すると、上記低圧室(C2-Lp)において冷媒の吸入が繰り返される一方、高圧室(C2-Hp)の容積が減少し、該高圧室(C2-Hp)で冷媒が圧縮される。高圧室(C2-Hp)の圧力が所定値となって吐出空間(49)との差圧が設定値に達すると、該高圧室(C2-Hp)の高圧冷媒によって吐出弁(48)が開き、高圧冷媒が吐出

空間(49)から吐出通路(49a)を通して高圧空間(S2)へ流出する。

[0079] このようにして外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)で圧縮されて高圧空間(S2)へ流出した高圧の冷媒は吐出管(15)から吐出され、冷媒回路で凝縮行程、膨張行程、及び蒸発行程を経た後、再度圧縮機(1)に吸入される。

[0080] ー実施形態1の効果ー

この実施形態1では、吸入管(14)を圧縮機構(20)の低圧室(吸入室)(C1-Lp, C2-Lp)に直結せず、低圧空間(S1)内で該吸入管(14)の内側端部を開放するようにしている。このため、上記低圧空間(S1)が、吸入ガスを圧縮機構(20)に吸入する際のバッファ空間となる。したがって、各シリンダ室(C1, C2)での吸入行程で生じる圧力脈動が、上記吸入管(14)を通じて冷媒回路の系内へ伝播しないため、冷媒回路の機器や配管が振動したり、異音が発生したりするのを防止できる。また、吐出側に関しても、吐出ガスが吐出空間(S2)に充満した後に吐出管(15)から排出されるので、吐出側の圧力脈動が吐出配管に影響することも避けることができる。

[0081] また、ケーシング内(10)に、圧縮機構(20)を挟んで2つの空間を形成し、一方を低圧空間(S1)、他方を高圧空間(S2)にしているので、簡単な構成で低圧空間(S1)と高圧空間(S2)を設けることができる。したがって、圧縮機(1)の構造が複雑化せず、大型化も防止できる。

[0082] さらに、電動機(30)を高圧空間(S2)に配置しているため、電動機(30)の周囲を流れるのは圧縮機構(20)からの吐出ガスであり、圧縮機構(20)への吸入ガスは電動機(30)の周囲を流れない。このため、吸入ガスが電動機(30)によって加熱されないため、吸入過熱損による性能低下が生じない。また、圧縮機構(20)を挟んで低圧空間(S1)と高圧空間(S2)とが分離しているため、ケーシング(10)内の低圧ガスの通路と高圧ガスの通路が完全に切り離されている。したがって、この点でも吸入過熱損による性能低下を防止できる。

[0083] また、高圧空間(S2)を圧縮機構(30)の下方に設け、該高圧空間(S2)に油溜まり(19)を設けたことにより、吐出ガスの高圧圧力を利用して潤滑油を圧縮機構(20)の摺動部などへ供給できる。したがって、給油構造を簡単にすることが可能となる。

[0084] さらに、圧縮機構(20)を駆動する駆動軸(33)が、偏心部(33a)の軸方向両側部分

で軸受け部(16a, 17a)を介してケーシング(10)に保持された状態で回転するようにしたことにより、該圧縮機構(20)の動作が安定するので、機構(20)の信頼性が向上する。

[0085] また、この実施形態1では、環状ピストン(22)とブレード(23)とを連結する連結部材として揺動ブッシュ(27)を設け、この揺動ブッシュ(27)が環状ピストン(22)及びブレード(23)に対して摺動面(P1, P2)で実質的に面接触をするように構成しているので、線接触の場合には、運転時に環状ピストン(22)やブレード(23)が摩耗したり、その接触部が焼き付いたりすることが考えられるのに対して、そのような問題を防止できる。

[0086] さらに、連結部材として揺動ブッシュ(27)を用いたことにより、連結部の構造が複雑になることも防止できるため、機構の大型化やコスト増加も防止できる。

[0087] また、このように揺動ブッシュ(27)を設け、揺動ブッシュ(27)と環状ピストン(22)及びブレード(23)とが面接触をするようにしているので、接触部のシール性にも優れている。このため、外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)のそれぞれで、高压室(C1-Hp, C2-Hp)から低压室(C1-Lp, C2-Lp)へ冷媒が漏れて圧縮効率が低下するのも防止できる。

[0088] さらに、この実施形態の圧縮機(1)によれば、外側シリンダ室(C1)での圧縮動作に伴うトルク変動と内側シリンダ室(C2)での圧縮動作に伴うトルク変動の位相差が180°ずれるため、1シリンダ型の圧縮機と比べて、合計のトルクカーブの振幅が小さくなる。この振幅が大きいと圧縮機(1)の振動や騒音が問題となるが、本実施形態ではそのような問題も防止できる。また、騒音が小さな構造のため、防音材も不要となり、コスト低減効果もある。

[0089] さらに、例えば圧縮機構を2段に重ねた従前の2シリンダタイプの圧縮機(例えば、特開2000-161276号公報参照)では、構成が複雑になり、コストも高くなるが、この実施形態の圧縮機(1)では、1つの圧縮機構(20)に設けた2つのシリンダ室(C1, C2)により上記2シリンダ機と同等の能力を得ることができるうえ、構造も簡素化できるしコストも抑えられる。

[0090] さらに、この実施形態の構造によれば、運転条件の変化によって冷媒回路の蒸発

器から圧縮機(1)へ液バックが生じた場合に、シリンダ室(C1, C2)の高圧室(C1-Hp, C2-Hp)の高圧圧力が異常に上昇すると、シールリング(29)が変形することでシリンダ(21)が下方へ変位する。こうすることで液冷媒を高圧室(C1-Hp, C2-Hp)から低圧室(C1-Lp, C2-Lp)へ漏らすことができるため、液圧縮も防止できる。その結果、圧縮機構(20)の故障のおそれが少なく、信頼性が向上する。

[0091] また、この実施形態1によれば、ブレード(23)がシリンダ(21)に一体的に設けられ、その両端でシリンダ(21)に保持されているので、運転中にブレード(23)に異常な集中荷重がかかったり、応力集中が起こったりしにくい。このため、摺動部が損傷したりしにくく、その点からも機構の信頼性を高められる。

[0092] また、図6～図8に示した従来のもものでは、環状ピストン(22)を自転させずに偏心回転だけさせるための自転阻止機構としてオルダム機構が用いられているが、本実施形態1では揺動ブッシュ(27)を介して環状ピストン(22)とブレード(23)とを連結すること自体が環状ピストンの自転阻止機構となっており、専用の自転阻止機構が不要であるため、コンパクトな設計が可能となる。

[0093] ー実施形態1の変形例ー  
(第1変形例)

実施形態1の第1変形例を図3に示している。

[0094] この第1変形例は、シリンダ(21)を、鏡板(26)を用いずに構成した例である。具体的には、シリンダ(21)は、外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)とブレード(23)とが一体化されたものになっている。また、この例では、図1に示したシールリング(29)は設けていない。

[0095] このように構成すると、シリンダ(21)の構成をより簡素化することができ、圧縮機構(20)の小型化が可能となる。

[0096] なお、その他の構成、作用、効果は実施形態1と同じであるため、具体的な説明は省略する。

[0097] (第2変形例)

実施形態1の第2変形例を図4に示している。

[0098] この第2変形例は、ケーシング(10)における胴部(11)と上部鏡板(12)との接合構

造を図1の例とは変更した例である。この例では、胴部(11)は上端が下部ハウジング(17)よりも僅かに上方へ突出する長さに形成され、胴部(11)に下部ハウジング(17)が溶接により接合されている。また、上部ハウジング(16)は上部鏡板(12)の内径よりも小径に形成され、下部ハウジング(17)に固定されている。上部鏡板(12)は胴部(11)に対して該胴部(11)の上端部で溶接により接合されている。

[0099] この構成においては、胴部(11)と下部ハウジング(17)との接合部がシールポイントになっている。このため、下部ハウジング(17)の上方の低圧空間(S1)は高圧空間(S2)から完全に遮断された空間になっている。これに対して、図1の構成では、胴部(11)に下部ハウジング(17)と上部ハウジング(16)が嵌合しているため、胴部(11)と下部ハウジング(17)との間の微細な隙間を通して上部ハウジング(16)の周囲に高圧ガスが漏れ込む可能性がある。

[0100] 一方、本実施形態では、胴部(11)と下部ハウジング(17)との接合部をシールポイントにするとともに、上部鏡板(12)と上部ハウジング(16)との間に空間ができる構造にして、圧縮機構(20)の外周を低圧空間(S1)で包囲するようにしている。したがって、高圧空間(S2)内の高温の吐出ガスが上部ハウジング(16)の周囲に漏れ込まないので、吸入ガスが吐出ガスによって過熱されるのを確実に防止できる。

[0101] (第3変形例)

実施形態1の第3変形例を図5に示している。

[0102] この第3変形例は、ケーシング(10)における胴部(11)と上部鏡板(12)との接合構造を図3の例とは変更した例である。この例では、第2変形例と同様に、胴部(11)は上端が下部ハウジング(17)よりも僅かに上方へ突出する長さに形成され、胴部(11)に下部ハウジング(17)が溶接により接合されている。また、上部ハウジング(16)は上部鏡板(12)の内径よりも小径に形成され、下部ハウジング(17)に固定されている。上部鏡板(12)は胴部(11)に対して該胴部(11)の上端部で溶接により接合されている。

[0103] この構成においては、胴部(11)と下部ハウジング(17)との接合部がシールポイントになっている。このため、下部ハウジング(17)の上方の低圧空間(S1)は高圧空間(S2)から完全に遮断された空間になっている。これに対して、図3の構成では、胴部(11)に下部ハウジング(17)と上部ハウジング(16)が嵌合しているため、胴部(11)と下

部ハウジング(17)との間の微細な隙間を通して上部ハウジング(16)の周囲に高压ガスが漏れ込む可能性がある。

[0104] 一方、本実施形態では、胴部(11)と下部ハウジング(17)との接合部をシールポイントにするとともに、上部鏡板(12)と上部ハウジング(16)との間に空間ができる構造にして、圧縮機構(20)の外周を低圧空間(S1)で包囲するようにしている。したがって、高压空間(S2)内の高温の吐出ガスが上部ハウジング(16)の周囲に漏れ込まないので、吸入ガスが吐出ガスによって過熱されるのを確実に防止できる。

[0105] 《発明の実施形態2》

本発明の実施形態2は、圧縮機構(20)の構造を、実施形態1とは一部変更した例である。

[0106] この実施形態2では、図6に示すように、圧縮機構(20)自体の上下関係を実施形態1とは逆転させるとともに、吸入構造を変更している。具体的に、シリンダ(21)は、外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)とを、その上端において鏡板(26)で連結することにより一体的に構成されている。また、環状ピストン(22)は、下部ハウジング(17)に一体的に形成されている。シールリング(29)は、上部ハウジング(16)に形成された環状溝(16b)に装填され、シリンダ(21)の鏡板(26)の上面に圧接している。

[0107] 吸入管(14)はケーシング(10)の胴部(11)に横向きに設けられ、下部ハウジング(17)に該吸入管(14)と連通する吸入口(41)が形成されている。また、下部ハウジング(17)には、吸入口(41)に連通する吸入空間(42)と、該吸入空間(42)から外側シリンダ室(C1)の低圧室(C1-Lp)及び内側シリンダ室(C2)の低圧室(C2-Lp)に連通する吸入通路(42a)とが形成されている。この吸入空間(42)は、外側シリンダ(24)の貫通孔(43)を介して外側シリンダ室(C1)の低圧室(C1-Lp)に連通し、さらに環状ピストン(22)の貫通孔(44)を介して内側シリンダ室(C2)の低圧室(C2-Lp)に連通している。また、上記吸入空間(42)は、圧縮機構(20)の上方の低圧空間(S1)に開放されている。

[0108] 吐出口(45, 46)は、下部ハウジング(17)に設けられている。そして、外側シリンダ室(C1)の吐出口(45)に吐出弁(47)が、内側シリンダ室(C2)の吐出口(46)に吐出弁(48)が装着されている。また、下部ハウジング(17)の下面にはカバープレート(18)が

設けられていて、該下部ハウジング(17)とカバープレート(18)との間に吐出空間(49)が形成されている。この吐出空間(49)は、図示しない吐出通路を介して、圧縮機構(20)の下方の高圧空間(S2)に連通している。

[0109] この実施形態2では、胴部(11)と下部ハウジング(17)との嵌合面におけるシリンダ室(C1, C2)よりも下方の位置にOリング(29a)が設けられている。この例ではOリング(29a)がシールポイントとなり、このシールポイントよりも上方の部分に高圧ガスは漏れ込まない。したがって、圧縮機構(20)は、実施形態1の第2, 第3変形例と同様に完全に低圧空間(S1)側に位置することになり、吸入ガスが高圧空間(S2)内の高温の吐出ガスによって過熱されない構成となる。

[0110] その他の構成は、実施形態1と同様である。

[0111] この実施形態2においても、上記実施形態1と同様に、吸入管(14)を圧縮機構(20)の低圧室(吸入室)(C1-Lp, C2-Lp)に直結せず、低圧空間(S1)が、吸入ガスを圧縮機構(20)に吸入する際のバッファ空間となるようにしている。したがって、各シリンダ室(C1, C2)での吸入行程で生じる圧力脈動が、上記吸入配管(14)を通じて冷媒回路の系内へ伝播しないため、冷媒回路の機器や配管が振動したり、異音が発生したりするのを防止できる。また、吐出側の圧力脈動についても同様に防止できるし、吸入過熱損による性能低下も防止できる。

[0112] また、環状ピストン(22)とブレード(23)とを連結する連結部材として揺動ブッシュ(27)を設け、この揺動ブッシュ(27)が環状ピストン(22)及びブレード(23)に対して摺動面(P1, P2)で実質的に面接触をするように構成している点も実施形態1と同様である。したがって、運転時に環状ピストン(22)やブレード(23)が摩耗したり、その接触部が焼き付いたりするのを防止できる。

[0113] また、揺動ブッシュ(27)と環状ピストン(22)及びブレード(23)とが面接触をするために、接触部のシール性に優れている点も上記実施形態1と同様である。このため、外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)のそれぞれで、高圧室(C1-Hp, C2-Hp)から低圧室(C1-Lp, C2-Lp)へ冷媒が漏れて圧縮効率が低下するのも防止できる。

[0114] さらに、合計のトルクカーブの振幅が小さくなることによる低振動化及び低騒音化やコスト低減を初め、従前の2シリンダ機と比較した場合の構造の簡素化、液圧縮の防

止など、上記実施形態1と同様の効果を奏することができる。

[0115] 《発明の実施形態3》

本発明の実施形態3は、実施形態1, 2が環状ピストン(22)を固定側にし、シリンダ(21)を可動側にした例であるのに対して、シリンダ(21)を固定側にし、環状ピストン(22)を可動側にした例である。

[0116] この実施形態3では、図7に示すように、圧縮機構(20)は、上記各実施形態と同様に、ケーシング(10)内の上部において、上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)の間に構成されている。

[0117] 一方、上記各実施形態とは異なり、上部ハウジング(16)に外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)が設けられている。これらの外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)が上部ハウジング(16)に一体化されてシリンダ(21)が構成されている。

[0118] 上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)の間には、環状ピストン(22)が保持されている。この環状ピストン(22)は、鏡板(26)と一体化されている。該鏡板(26)には駆動軸(33)の偏心部(33a)に摺動自在に嵌合するハブ(26a)が設けられている。したがって、この構成では、駆動軸(33)が回転すると、環状ピストン(22)がシリンダ室(C1, C2)内で偏心回転運動をする。なお、ブレード(23)は、上記各実施形態と同様にシリンダ(21)に一体化されている。

[0119] 上部ハウジング(16)には、ケーシング(10)内における圧縮機構(20)の上方の低压空間(S1)から外側シリンダ室(C1)及び内側シリンダ室(C2)に連通する吸入口(41)と、外側シリンダ室(C1)の吐出口(45)及び内側シリンダ室(C2)の吐出口(46)が形成されている。また、上記ハブ(26a)と内側シリンダ(25)との間に上記吸入口(41)と連通する吸入空間(42)が形成され、内側シリンダ(25)に貫通孔(44)が、環状ピストン(22)に貫通孔(43)が形成されている。また、環状ピストン(22)と内側シリンダ(25)の上端部には、吸入口(41)に対応する箇所面に面取りが施されている。

[0120] 圧縮機構(20)の上方にはカバープレート(18)が設けられ、上部ハウジング(16)とカバープレート(18)の間に吐出空間(49)が形成されている。この吐出空間(49)は、上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)に形成された吐出通路(49a)を介して、圧縮機構(20)の下方の高圧空間(S2)と連通している。



- [0121] この実施形態3では、図4、図5の例と同様に、胴部(11)は上端が下部ハウジング(17)よりも僅かに上方へ突出する長さに形成され、胴部(11)に下部ハウジング(17)が溶接により接合されている。また、上部ハウジング(16)は上部鏡板(12)の内径よりも小径に形成され、下部ハウジング(17)に固定されている。上部鏡板(12)は胴部(11)に対して該胴部(11)の上端部で溶接により接合されている。
- [0122] この構成においても、胴部(11)と下部ハウジング(17)との接合部がシールポイントになっていて、下部ハウジング(17)の上方の低压空間(S1)は高压空間(S2)から完全に遮断されている。そして、圧縮機構(20)の外周が低压空間(S1)で包囲されているため、吸入ガスが高压空間(S2)内の高温の吐出ガスによって過熱されない構成となる。
- [0123] この実施形態3においても、上記実施形態1、2と同様に、吸入管(14)を圧縮機構(20)の低压室(吸入室)(C1-Lp, C2-Lp)に直結せず、低压空間(S1)が、吸入ガスを圧縮機構(20)に吸入する際のバッファ空間となるようにしている。したがって、各シリンダ室(C1, C2)での吸入行程で生じる圧力脈動が、上記吸入配管(14)を通じて冷媒回路の系内へ伝播しないため、冷媒回路の機器や配管が振動したり、異音が発生したりするのを防止できる。また、吐出側の圧力脈動についても同様に防止できるし、吸入過熱損による性能低下も防止できる。
- [0124] また、環状ピストン(22)とブレード(23)とを連結する連結部材として揺動ブッシュ(27)を設け、この揺動ブッシュ(27)が環状ピストン(22)及びブレード(23)に対して摺動面(P1, P2)で実質的に面接触をするように構成している点も上記各実施形態と同様である。したがって、運転時に環状ピストン(22)やブレード(23)が摩耗したり、その接触部が焼き付いたりするのを防止できる。
- [0125] また、揺動ブッシュ(27)と環状ピストン(22)及びブレード(23)とが面接触をするために、接触部のシール性に優れている点も上記各実施形態と同様である。このため、外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)のそれぞれで、高压室(C1-Hp, C2-Hp)から低压室(C1-Lp, C2-Lp)へ冷媒が漏れて圧縮効率が低下するのも防止できる。
- [0126] さらに、合計のトルクカーブの振幅が小さくなることによる低振動化及び低騒音化やコスト低減を初め、従前の2シリンダ機と比較した場合の構造の簡素化、液圧縮の防

止など、上記各実施形態と同様の効果を奏することができる。

[0127] 《発明の実施形態4》

本発明の実施形態4は、図8に示すように、上記実施形態1の第2、第3変形例(図4、図5)及び実施形態3(図7)の圧縮機構(20)を変更した例である。

[0128] 具体的には、図4、図5及び図7の例が、環状のシリンダ室(C1, C2)に環状ピストン(22)を偏心状態で収納することで、該シリンダ室(C1, C2)を外側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)の2つに区画した例であるのに対して、本発明の実施形態4は、シリンダ室(C)の軸直角断面形状を円形に形成するとともに、ピストン(22)をシリンダ室(C)に偏心状態で収納された円形ピストン(22)で構成して、シリンダ室(C)を内側と外側の2つに区画しないようにした例である。

[0129] 上記圧縮機構(20)は、ケーシング(10)に固定された下部ハウジング(17)と、この下部ハウジング(17)に固定された上部ハウジング(16)との間に構成されている。この圧縮機構(20)は、軸直角断面形状が円形のシリンダ室(C)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ室(C)内に配置された円形ピストン(22)と、シリンダ室(C)を高圧室(圧縮室)(C-Hp)と低圧室(吸入室)(C-Lp)とに区画するブレード(23)とを有している。この実施形態4では、シリンダ室(C)を有するシリンダ(21)が固定側であり、シリンダ室(C)内に配置されるピストン(22)が可動側であって、シリンダ(21)に対してピストン(22)が偏心回転運動をするように構成されている。

[0130] 電動機(30)の駆動軸(33)には、シリンダ室(C)の中に位置する部分に偏心部(33a)が形成されている。偏心部(33a)は、該偏心部(33a)の上下の部分よりも大径に形成され、駆動軸(33)の軸心から所定量だけ偏心している。そして、上記ピストン(22)は、この偏心部(33a)に嵌合している。

[0131] 上部シリンダ室(C)を有するシリンダ(21)は上部ハウジング(16)に形成されている。上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)には、それぞれ、上記駆動軸(33)を支持するための軸受け部(16a, 17a)が形成されている。したがって、本実施形態の圧縮機(1)は、上記駆動軸(33)が上記シリンダ室(C)を上下方向に貫通し、偏心部(33a)の軸方向両側部分が軸受け部(16a, 17a)を介してケーシング(10)に保持される貫通軸構造となっている。

- [0132] 図9に示すように、この実施形態の圧縮機構(20)は、ブレード(23)がピストン(22)に一体的に形成され、該ブレードがシリンダ(21)に揺動ブッシュ(27)を介して保持された、いわゆるスイング式の圧縮機構(20)である。
- [0133] 上部ハウジング(16)には、吸入管(14)の下方の位置に吸入口(41)が形成されている。この吸入口(41)は、上部ハウジング(16)をその軸方向に貫通し、シリンダ室(C)の低压室(C-Lp)と上部ハウジング(16)の上方の空間(低压空間(S1))とを連通している。
- [0134] 上部ハウジング(16)には吐出口(45)が形成されている。この吐出口(45)は、上部ハウジング(16)をその軸方向に貫通している。吐出口(45)の下端はシリンダ室(C)の高圧室(C-Hp)に臨むように開口している。一方、この吐出口(45)の上端は、該吐出口(45)を開閉する吐出弁(リード弁)(47)を介して吐出空間(49)に連通している。
- [0135] この吐出空間(49)は、上部ハウジング(16)とカバープレート(18)との間に形成されている。上部ハウジング(16)及び下部ハウジング(17)には、吐出空間(49)から下部ハウジング(17)の下方の空間(高圧空間(S2))に連通する吐出通路(49a)が形成されている。
- [0136] この実施形態4では、図4、図5、図7の例と同様に、胴部(11)の上端が下部ハウジング(17)よりも僅かに上方へ突出する長さに形成され、胴部(11)に下部ハウジング(17)が溶接により接合されている。また、上部ハウジング(16)は上部鏡板(12)の内径よりも小径に形成され、下部ハウジング(17)に固定されている。上部鏡板(12)は胴部(11)に対して該胴部(11)の上端部で溶接により接合されている。
- [0137] この構成においても、胴部(11)と下部ハウジング(17)との接合部がシールポイントになっていて、下部ハウジング(17)の上方の低压空間(S1)は高圧空間(S2)から完全に遮断されている。そして、圧縮機構(20)の外周が低压空間(S1)で包囲されているため、吸入ガスが高圧空間(S2)内の高温の吐出ガスによって過熱されない構成となる。
- [0138] この実施形態4においても、上記各実施形態1～3と同様に、吸入管(14)を圧縮機構(20)の低压室(吸入室)(C-Lp)に直結せず、低压空間(S1)内で該吸入管(14)の内側端部を開放するようにしているため、上記低压空間(S1)が、吸入ガスを圧縮機

構(20)に吸入する際のバッファ空間となる。したがって、シリンダ室(C)での吸入行程で生じる圧力脈動が、上記吸入配管(14)を通じて冷媒回路の系内へ伝播しないため、冷媒回路の機器や配管が振動したり、異音が発生したりするのを防止できる。また、吐出側の圧力脈動についても同様に防止できるし、吸入過熱損による性能低下も防止できる。

[0139] 《発明の実施形態5》

本発明の実施形態5は、図10に示すように、実施形態4の圧縮機構を二段に重ねて構成した例である。

[0140] 図において、下部ハウジング(17)はケーシング(10)の胴部(11)に溶接により接合されている。下部ハウジングには、下方から順に、第2シリンダ(21B)と、中間プレート(21C)と、第1シリンダ(21A)と、上部ハウジング(16)とが積層され、これらの部材が、ボルトなどの締結部材(図示せず)により一体化されている。

[0141] 第1シリンダ(21A)と第2シリンダ(21B)はそれぞれ円形の第1シリンダ室(C1)と第2シリンダ室(C2)を有している。駆動軸(33)には、第1シリンダ室(C1)の中に位置する部分に第1偏心部(33a)が形成され、第2シリンダ室(C2)の中に位置する部分に第2偏心部(33b)が形成されている。第2偏心部(33b)は、第1偏心部(33a)の偏心方向に対して180°の方向に偏心している。

[0142] 第1偏心部(33a)には第1ピストン(22A)が嵌合し、第2偏心部(33b)には第2ピストン(22B)が嵌合している。第1ピストン(22A)は第1シリンダ室(C1)に偏心して収納され、第2ピストン(22B)は第2シリンダ室(C2)に偏心して収納されている。第1シリンダ室(C1)は第1ブレード(図示せず)により高圧室と低圧室に区画され、第2シリンダ(21B)は第2ブレード(図示せず)により高圧室と低圧室に区画されている。そして、駆動軸(33)が回転すると、第1ピストン(22A)は第1シリンダ室(C1)の内周面に一点で実質的に接触しながら偏心回転運動をし、第2ピストン(22B)は第2シリンダ室(C2)の内周面に一点で実質的に接触しながら偏心回転運動をする。

[0143] 上部ハウジング(16)には第1シリンダ室(C1)の低圧室に連通する第1吸入口(41A)が形成され、中間プレート(21C)には第2シリンダ室(C2)の低圧室に連通する第2吸入口(41B)が形成されている。第1吸入口(41A)と第2吸入口(41B)は第2シリンダ

(21B)に設けられた第1吸入通路(41a)により互いに連通している。第1吸入通路(41a)は第1シリンダ室(C1)の低圧室に側面から連通している。また、第2シリンダ(21B)には、第2吸入口(41B)から第2シリンダ室(C2)の低圧室に側面から連通する第2吸入通路(41b)が形成されている。

[0144] 上部ハウジング(16)には第1吐出口(45)が形成されている。この第1吐出口(45)は上部ハウジング(16)をその軸方向に貫通している。この第1吐出口(45)の下端は第1シリンダ室(C1)の高圧室に臨むように開口している。一方、この第1吐出口(45)の上端は、該第1吐出口(45)を開閉する第1吐出弁(リード弁)(47)を介して第1吐出空間(49A)に連通している。この第1吐出空間(49A)は、上部ハウジング(16)と第1カバープレート(18A)との間に形成されている。

[0145] 下部ハウジング(17)には第2吐出口(46)が形成されている。この第2吐出口(46)は下部ハウジング(17)をその軸方向に貫通している。この第2吐出口(46)の上端は第2シリンダ室(C2)の高圧室に臨むように開口している。一方、この第2吐出口(46)の下端は、該第2吐出口(46)を開閉する第2吐出弁(リード弁)(48)を介して第2吐出空間(49B)に連通している。この第2吐出空間(49B)は、下部ハウジング(17)と第2カバープレート(18B)との間に形成されている。

[0146] 上部ハウジング(16)、第1シリンダ(21A)、中間プレート(21C)、第2シリンダ(21B)、及び下部ハウジング(17)には、第1吐出空間(49A)から第2吐出空間(49B)に連通する吐出通路(49a)が形成されている。第2吐出空間(49B)は、下部ハウジング(17)と第2カバープレート(18B)との間で周方向に連続した空間であり、第2カバープレート(18B)の開口(18a)を介して、該第2カバープレート(18B)の下方の高圧空間に連通している。

[0147] この実施形態5では、図4、図5、図7、図8の例と同様に、胴部(11)の上端が下部ハウジング(17)よりも僅かに上方へ突出する長さに形成され、胴部(11)に下部ハウジング(17)が溶接により接合されている。また、上部ハウジング(16)、第1シリンダ(21A)、中間プレート(21C)及び第2シリンダ(21B)は上部鏡板(12)の内径よりも小径に形成されている。したがって、この構成においても、胴部(11)と下部ハウジング(17)との接合部がシールポイントになっていて、下部ハウジング(17)の上方の低圧空間(S1

)は高压空間(S2)から完全に遮断されている。そして、圧縮機構(20)の外周が低压空間(S1)で包囲されているため、吸入ガスが高压空間(S2)内の高温の吐出ガスによって過熱されない構成となる。

[0148] この実施形態5においても、上記各実施形態1～4と同様に、吸入管(14)を圧縮機構(20)の低压室(吸入室)(C-Lp)に直結せず、低压空間(S1)内で該吸入管(14)の内側端部を開放するようにしているため、上記低压空間(S1)が、吸入ガスを圧縮機構(20)に吸入する際のバッファ空間となる。したがって、シリンダ室(C)での吸入行程で生じる圧力脈動が、上記吸入配管(14)を通じて冷媒回路の系内へ伝播しないため、冷媒回路の機器や配管が振動したり、異音が発生したりするのを防止できる。また、吐出側の圧力脈動についても同様に防止できるし、吸入過熱損による性能低下も防止できる。

[0149] 《その他の実施形態》

本発明は、上記実施形態について、以下のような構成としてもよい。

[0150] 上記実施形態1～3では、環状ピストン(22)を円環の一部分が分断されたC型形状とし、ブレード(23)がその分断箇所を挿通する構成において、環状ピストン(22)とブレード(23)とを揺動ブッシュ(27)を介して連結するようにしているが、必ずしも揺動ブッシュ(27)は設けなくてもよい。

[0151] つまり、本発明は、シリンダ(21)と、該シリンダ(21)のシリンダ室(C1, C2)内に偏心して配置されたピストン(22)と、該シリンダ室(C1, C2)を高压室(C1-Hp, C2-Hp)と低压室(C1-Lp, C2-Lp)とに区画するブレード(23)とを有し、シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に偏心回転運動をする圧縮機構(20)を備えた回転式圧縮機において、ケーシング(10)内に低压空間(S1)を設けて、この低压空間(S1)を圧縮機構(20)への吸入のバッファ空間として用いたものであれば、その他の具体的な構造は適宜変更してもよい。

[0152] 例えば、上記各実施形態では、ブレード(23)がシリンダ室(C1, C2)の径方向線上に位置するように配置しているが、ブレード(23)は、シリンダ室(C1, C2)の径方向線分に対して若干傾斜した配置にしてもよい。

[0153] なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、

あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

#### 産業上の利用可能性

- [0154] 以上説明したように、本発明は、シリンダ(21)が有する環状のシリンダ室(C1, C2)の内部に環状ピストン(22)が配置されるとともに、シリンダ(21)と環状ピストン(22)とが相対的に偏心回転運動をするように構成され、さらに該シリンダ室(C1, C2)がブレード(23)で高圧室(C1-Hp, C2-Hp)と低圧室(C1-Lp, C2-Lp)に区画された圧縮機構を有する回転式圧縮機について有用である。

## 請求の範囲

- [1] シリンダ室(C1, C2)(C)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(C1, C2)(C)に収納されたピストン(22)と、上記シリンダ室(C1, C2)(C)に配置され、該シリンダ室(C1, C2)(C)を高圧室(C1-Hp, C2-Hp)(C-Hp)と低圧室(C1-Lp, C2-Lp)(C-Lp)とに区画するブレード(23)とを有し、シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に偏心回転運動をする圧縮機構(20)と、  
 該圧縮機構(20)を駆動する電動機(30)と、  
 該圧縮機構(20)及び電動機(30)を収納するケーシング(10)とを備えた回転式圧縮機であって、  
 上記ケーシング(10)内に、圧縮機構(20)の吸入側に連通する低圧空間(S1)と、該圧縮機構(20)の吐出側に連通する高圧空間(S2)とが形成され、  
 上記ケーシング(10)には、低圧空間(S1)側に接続された吸入管(14)と、高圧空間(S2)側に接続された吐出管(15)とが設けられていることを特徴とする回転式圧縮機。
- [2] 請求項1に記載の回転式圧縮機において、  
 ケーシング内(10)には、圧縮機構(20)を挟んで2つの空間が形成され、一方が低圧空間(S1)であり、他方が高圧空間(S2)であることを特徴とする回転式圧縮機。
- [3] 請求項1に記載の回転式圧縮機において、  
 電動機(30)が高圧空間(S2)に配置されていることを特徴とする回転式圧縮機。
- [4] 請求項1に記載の回転式圧縮機において、  
 圧縮機構(20)の下方に高圧空間(S2)が設けられ、該高圧空間(S2)に、潤滑油を貯留する油溜まり(19)が設けられていることを特徴とする回転式圧縮機。
- [5] 請求項1に記載の回転式圧縮機において、  
 圧縮機構(20)の外周が低圧空間(S1)に包囲されていることを特徴とする回転式圧縮機。
- [6] 請求項1に記載の回転式圧縮機において、  
 シリンダ室(C1, C2)は軸直角断面形状が環状に形成され、  
 ピストン(22)は上記シリンダ室(C1, C2)内に配置されて該シリンダ室(C1, C2)を外



側シリンダ室(C1)と内側シリンダ室(C2)とに区画する環状ピストン(22)により構成されていることを特徴とする回転式圧縮機。

- [7] 請求項6に記載の回転式圧縮機において、  
ブレード(23)がシリンダ(21)に一体的に設けられ、  
環状ピストン(22)とブレード(23)とを相互に可動に連結する連結部材(27)を備え、  
上記連結部材(27)は、環状ピストン(22)に対する第1摺動面(P1)と、ブレード(23)に対する第2摺動面(P2)とを備えていることを特徴とする回転式圧縮機。

- [8] 請求項7に記載の回転式圧縮機において、  
環状ピストン(22)は、円環の一部が分断されたC型形状に形成され、  
ブレード(23)は、環状のシリンダ室(C1, C2)の内周側の壁面から外周側の壁面まで、環状ピストン(22)の分断箇所を挿通して延在するように構成され、  
連結部材(27)は、上記ブレード(23)を進退可能に保持するブレード溝(28)と、上記環状ピストン(22)に分断箇所において揺動自在に保持される円弧状外周面とを有する揺動ブッシュ(27)であることを特徴とする回転式圧縮機。

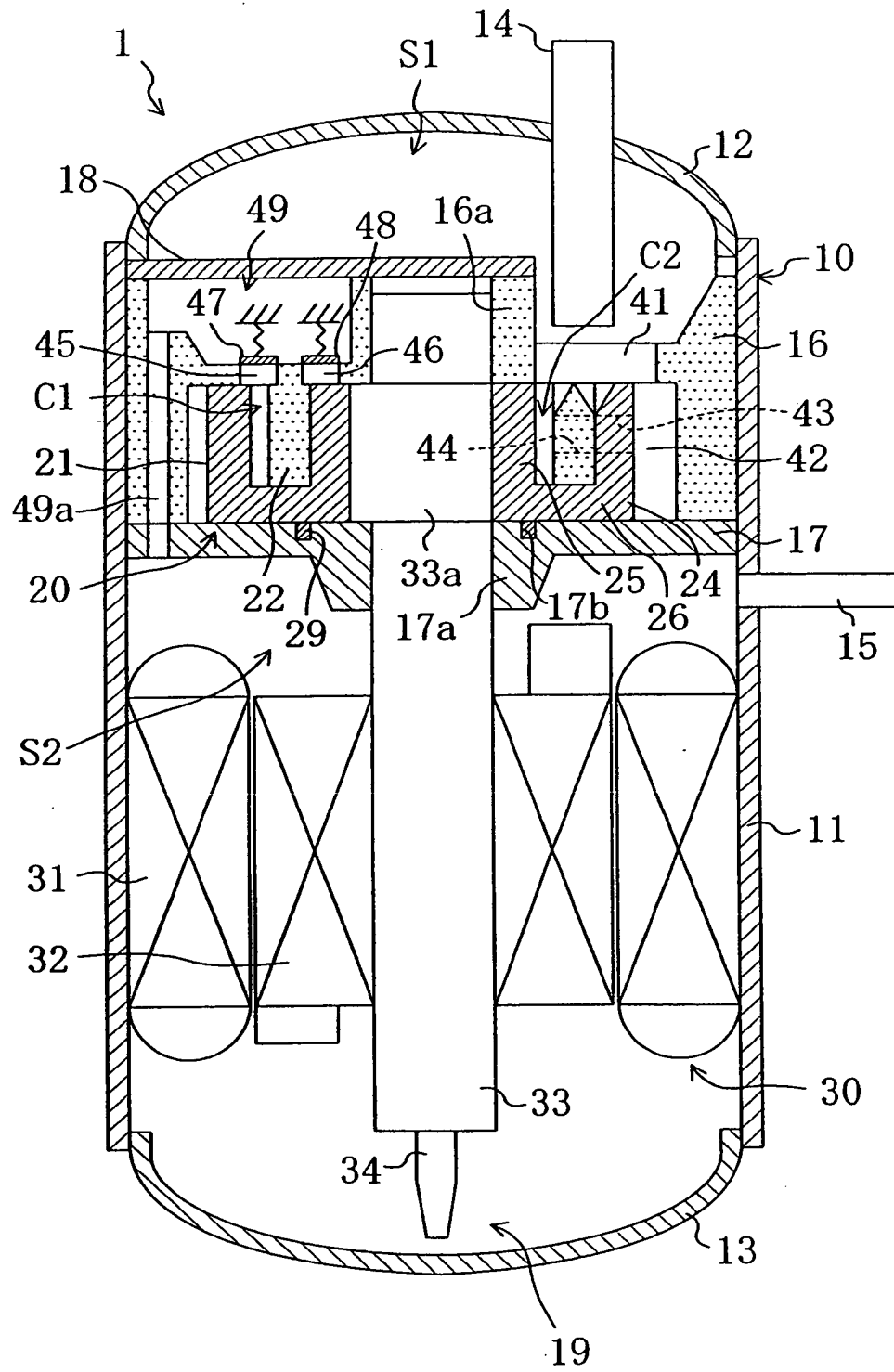
- [9] 請求項6に記載の回転式圧縮機において、  
圧縮機構(20)を駆動する駆動軸(33)を備え、  
上記駆動軸(33)は回転中心から偏心した偏心部(33a)を備え、該偏心部(33a)がシリンダ(21)または環状ピストン(22)に連結され、  
上記駆動軸(33)は、偏心部(33a)の軸方向両側部分が軸受け部(16a, 17a)を介してケーシング(10)に保持されていることを特徴とする回転式圧縮機。

- [10] 請求項1に記載の回転式圧縮機において、  
シリンダ室(C)は軸直角断面形状が円形に形成され、  
ピストン(22)は上記シリンダ室(C)内に配置された円形ピストン(22)により構成されていることを特徴とする回転式圧縮機。

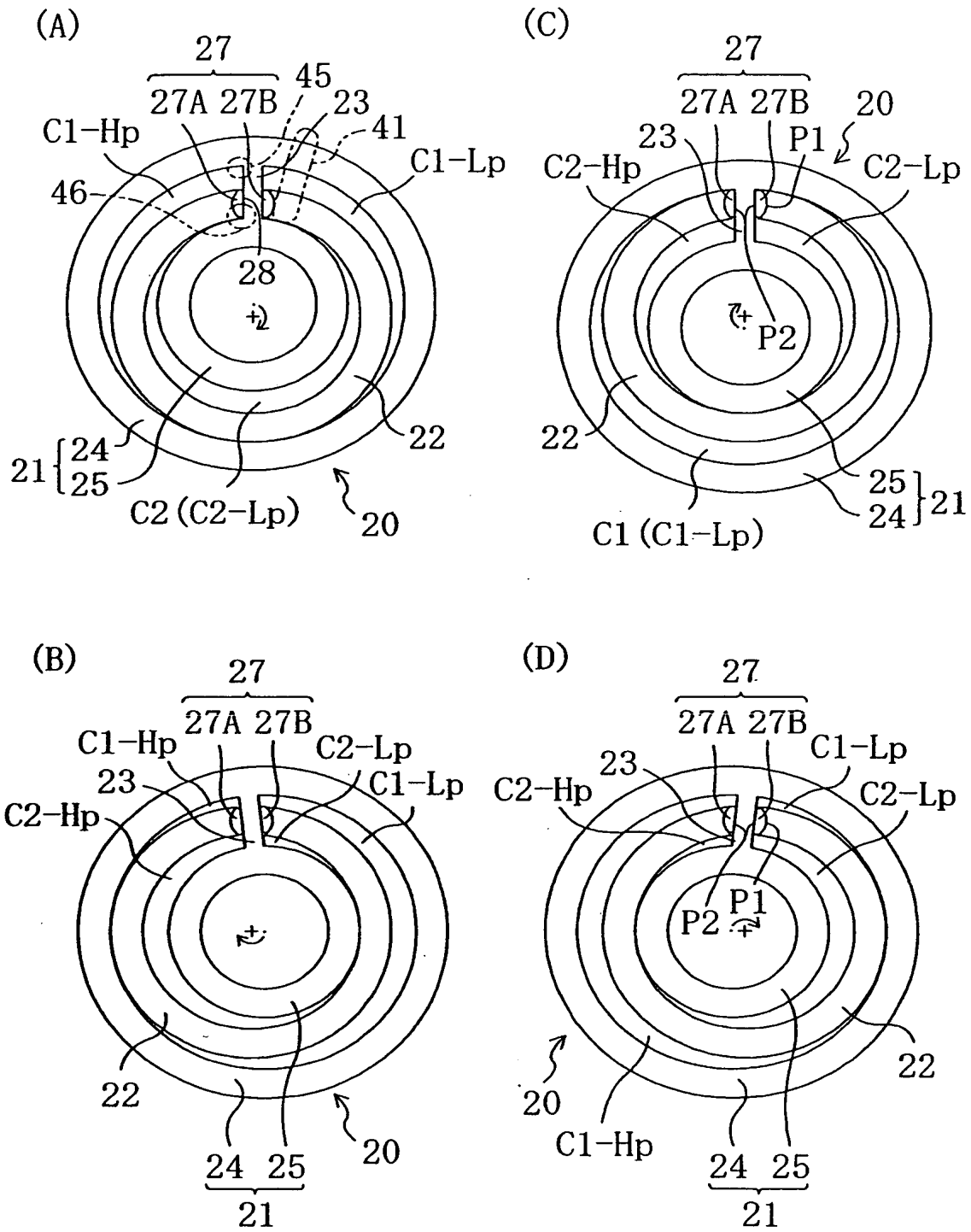
## 要 約 書

シリンダ(21)が有するシリンダ室(C1, C2)の内部にピストン(22)が配置されるとともに、シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に偏心回転運動をするように構成され、さらに該シリンダ室(C1, C2)がブレード(23)で高圧室と低圧室に区画された圧縮機構(20)を有する回転式圧縮機において、吸入行程で生じる圧力脈動に起因して振動や異音が発生するのを防止するために、ケーシング(10)内に、圧縮機構(20)の吸入側に連通する低圧空間(S1)と、該圧縮機構(20)の吐出側に連通する高圧空間(S2)とを形成し、上記ケーシング(10)には、低圧空間(S1)に連通する吸入管(14)と、高圧空間(S2)に連通する吐出管(15)とを設ける。

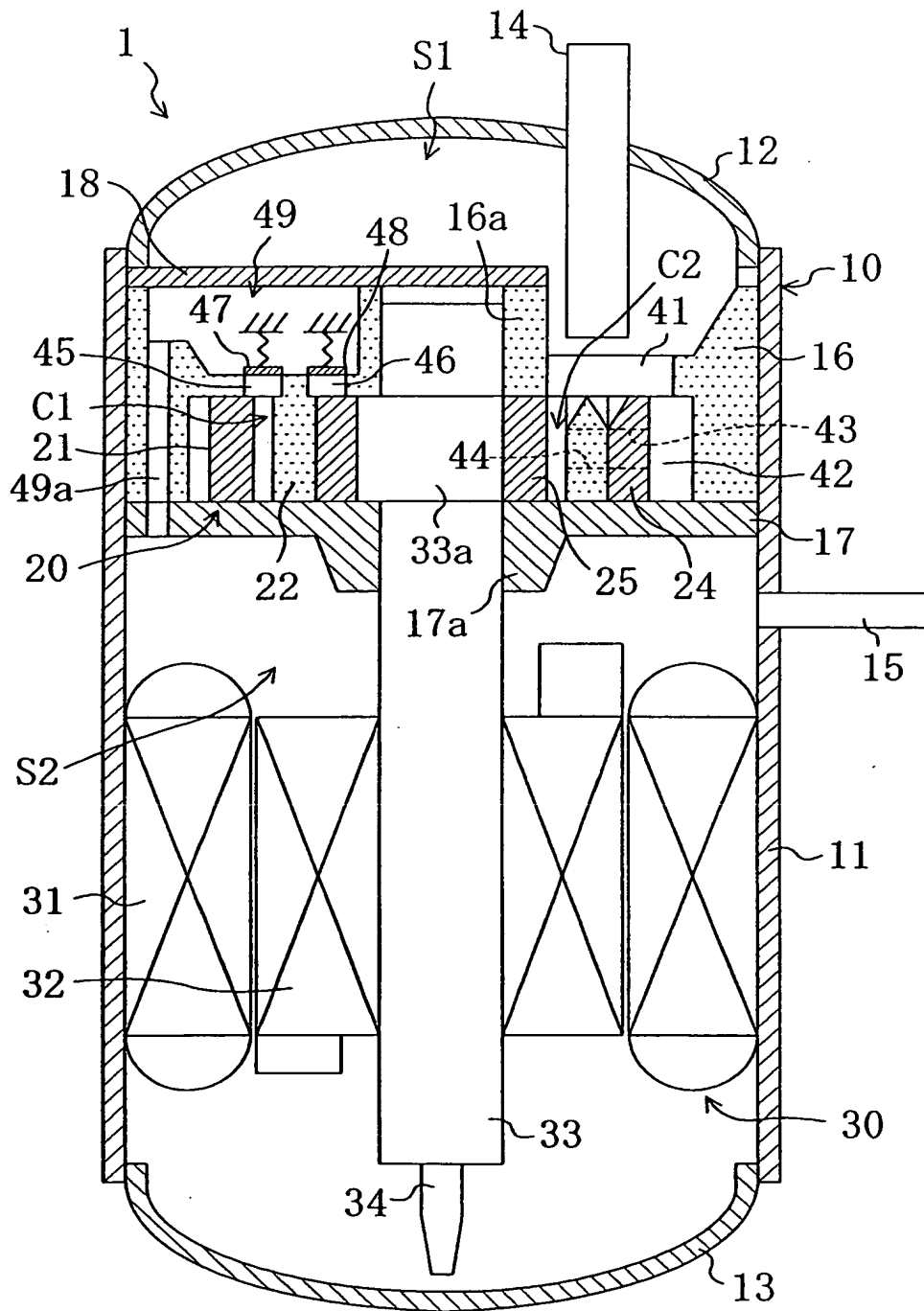
[図1]



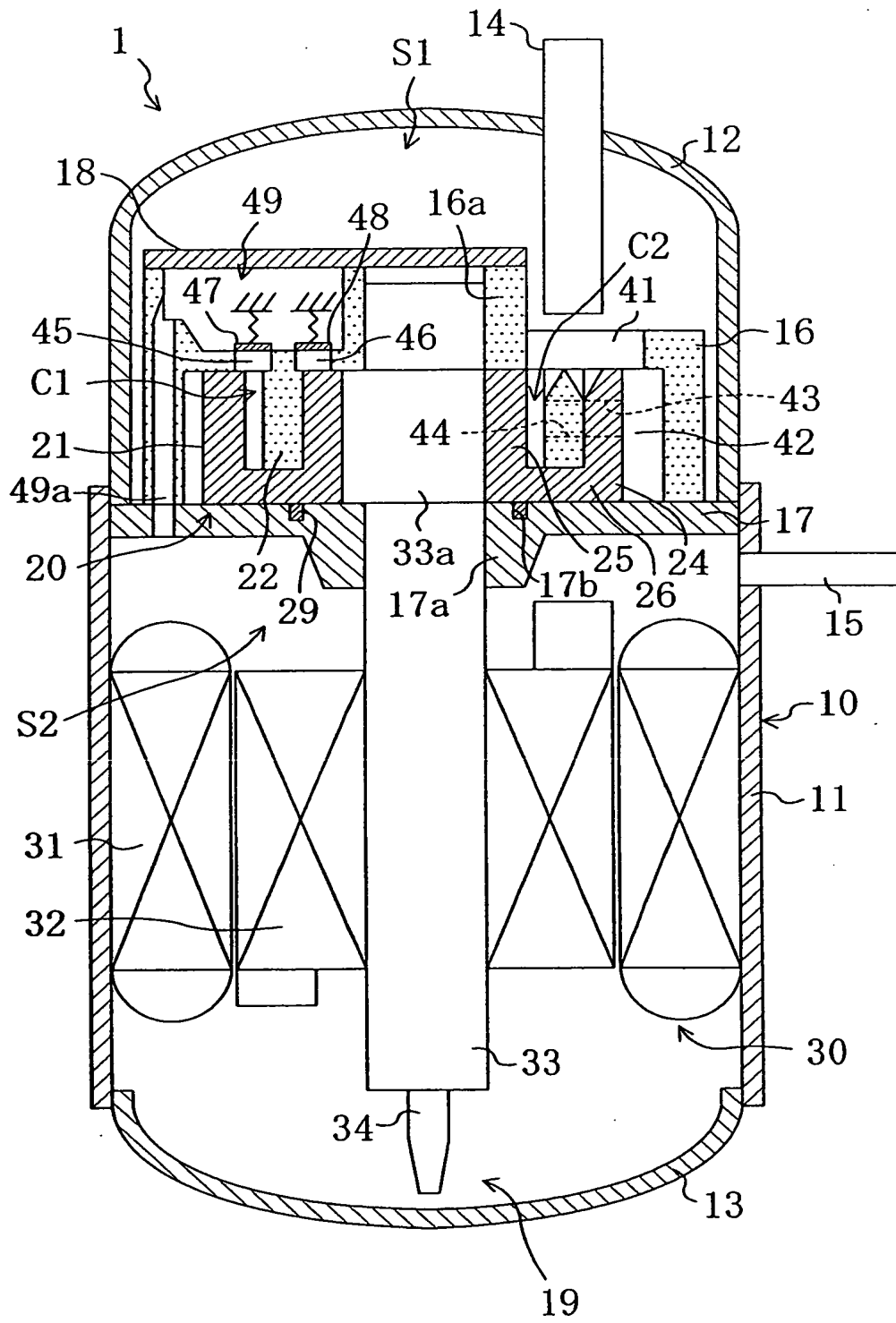
[図2]



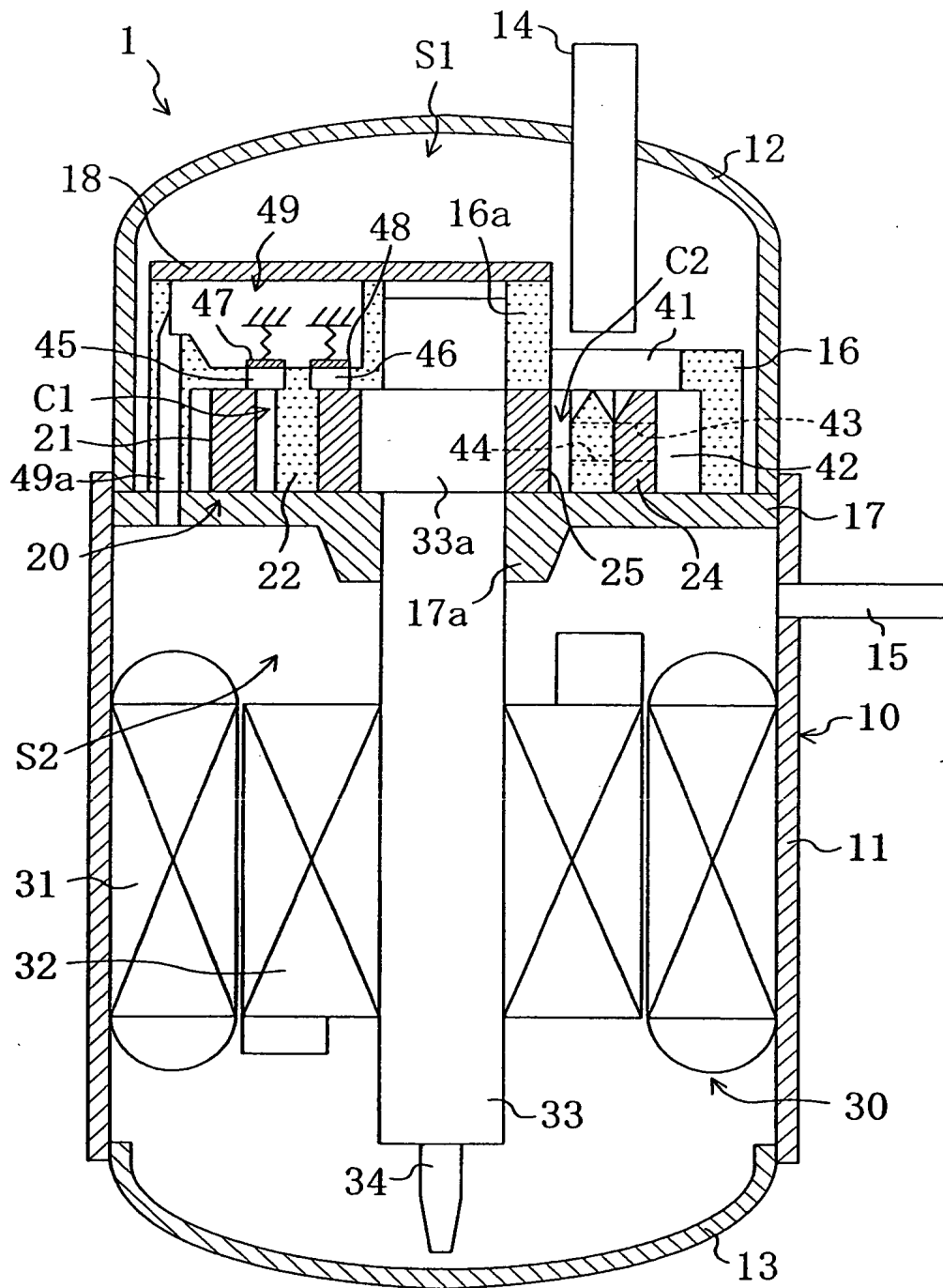
[図3]



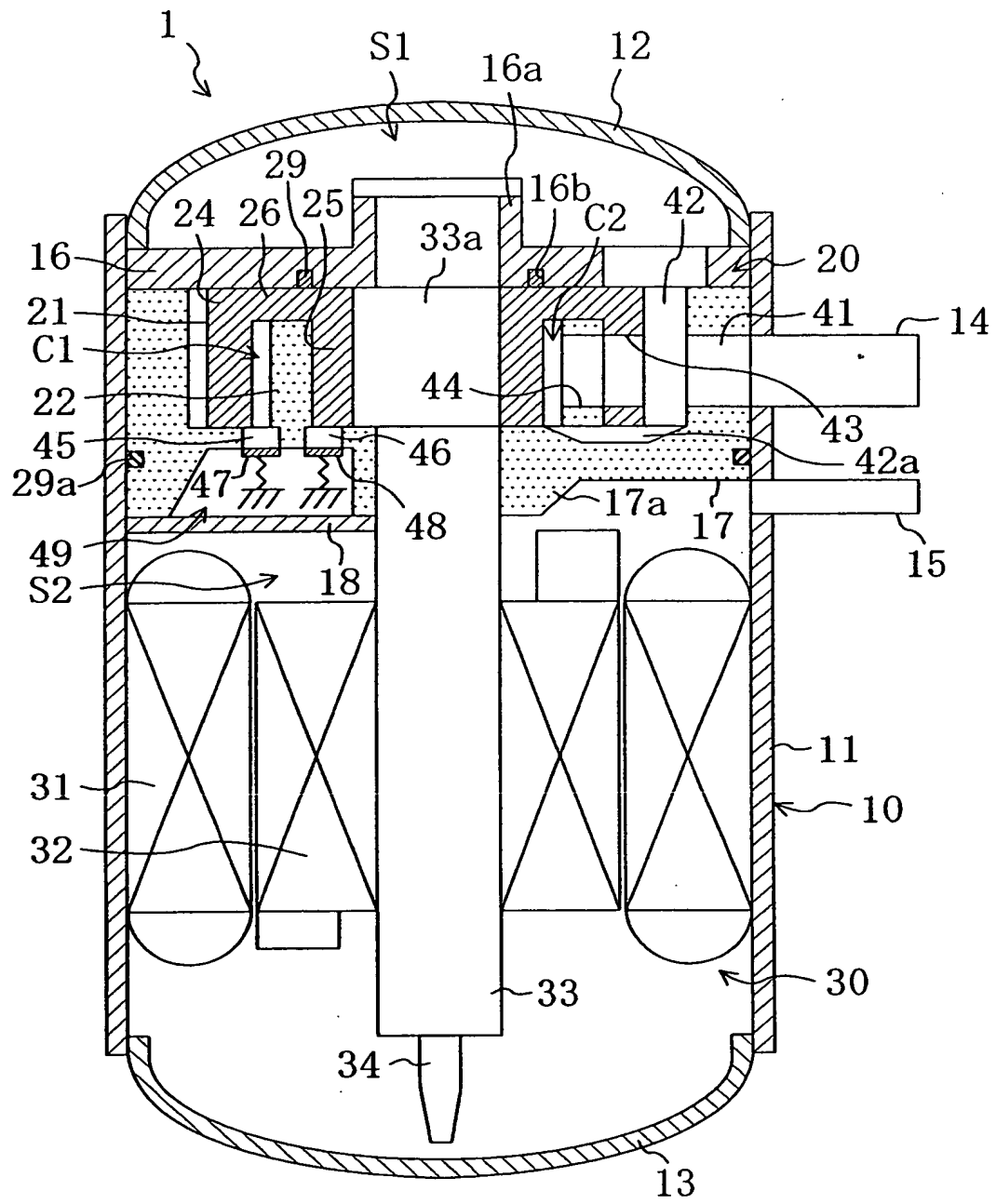
[図4]



[図5]

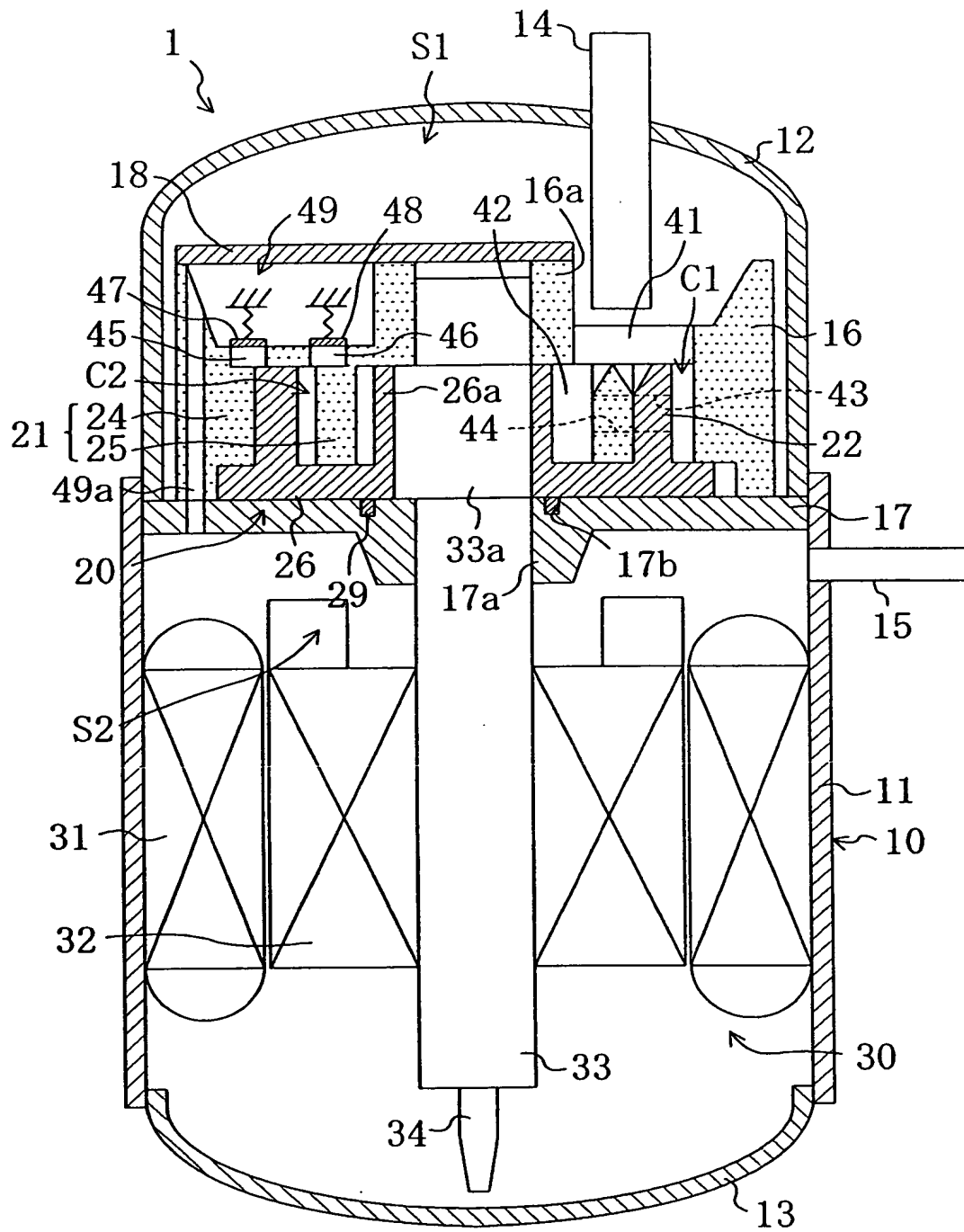


[図6]

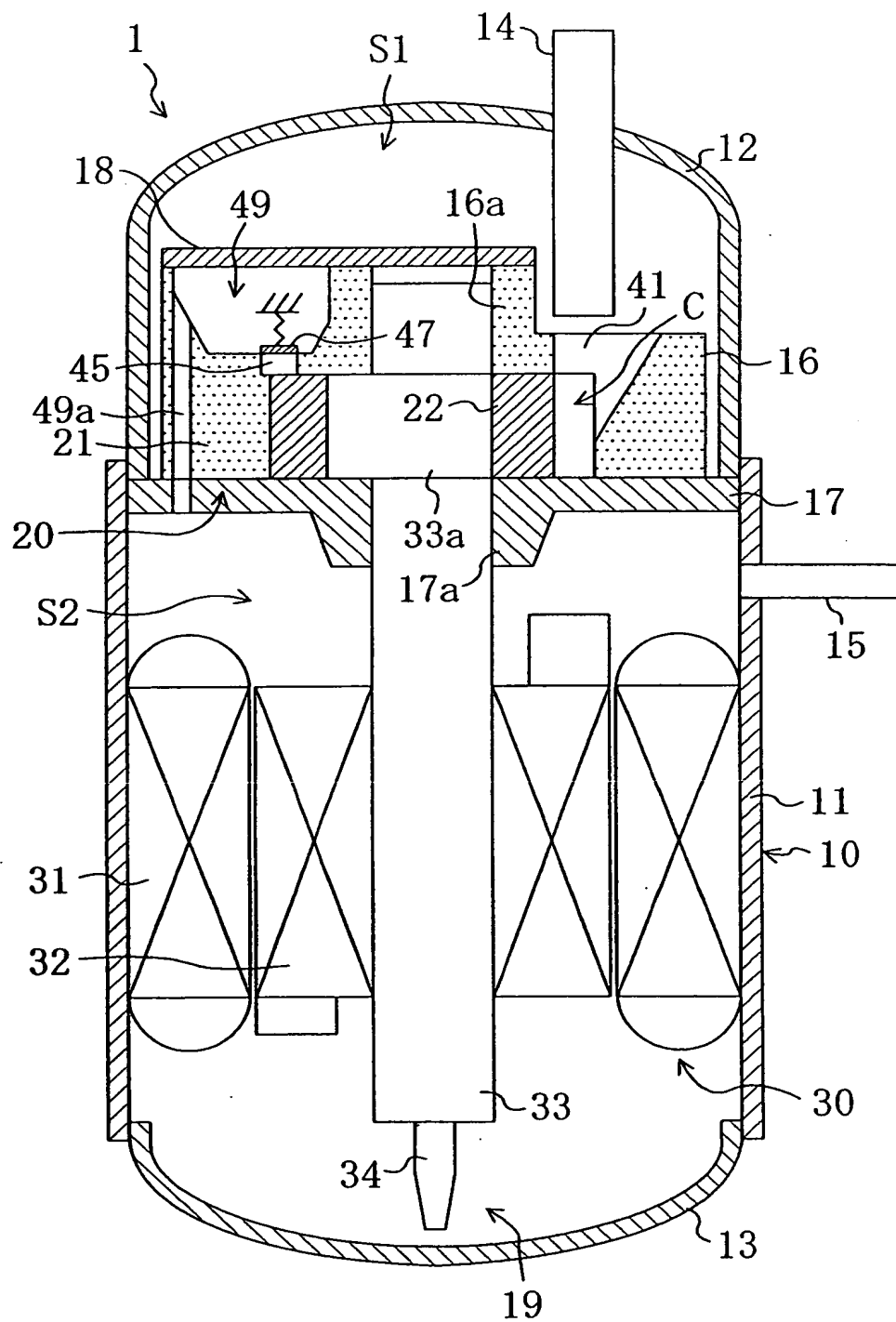




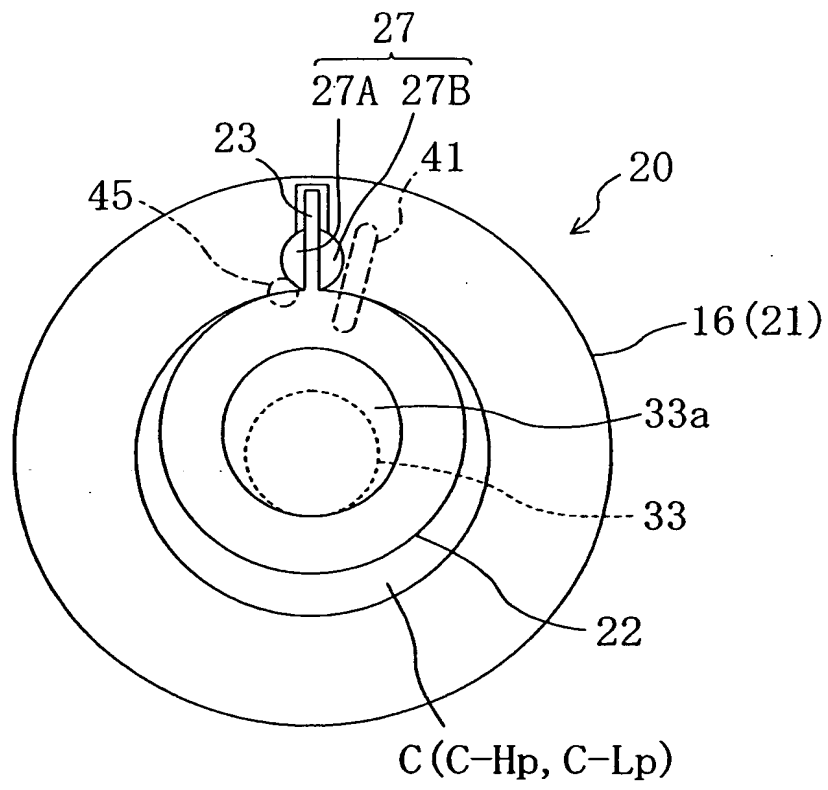
[図7]



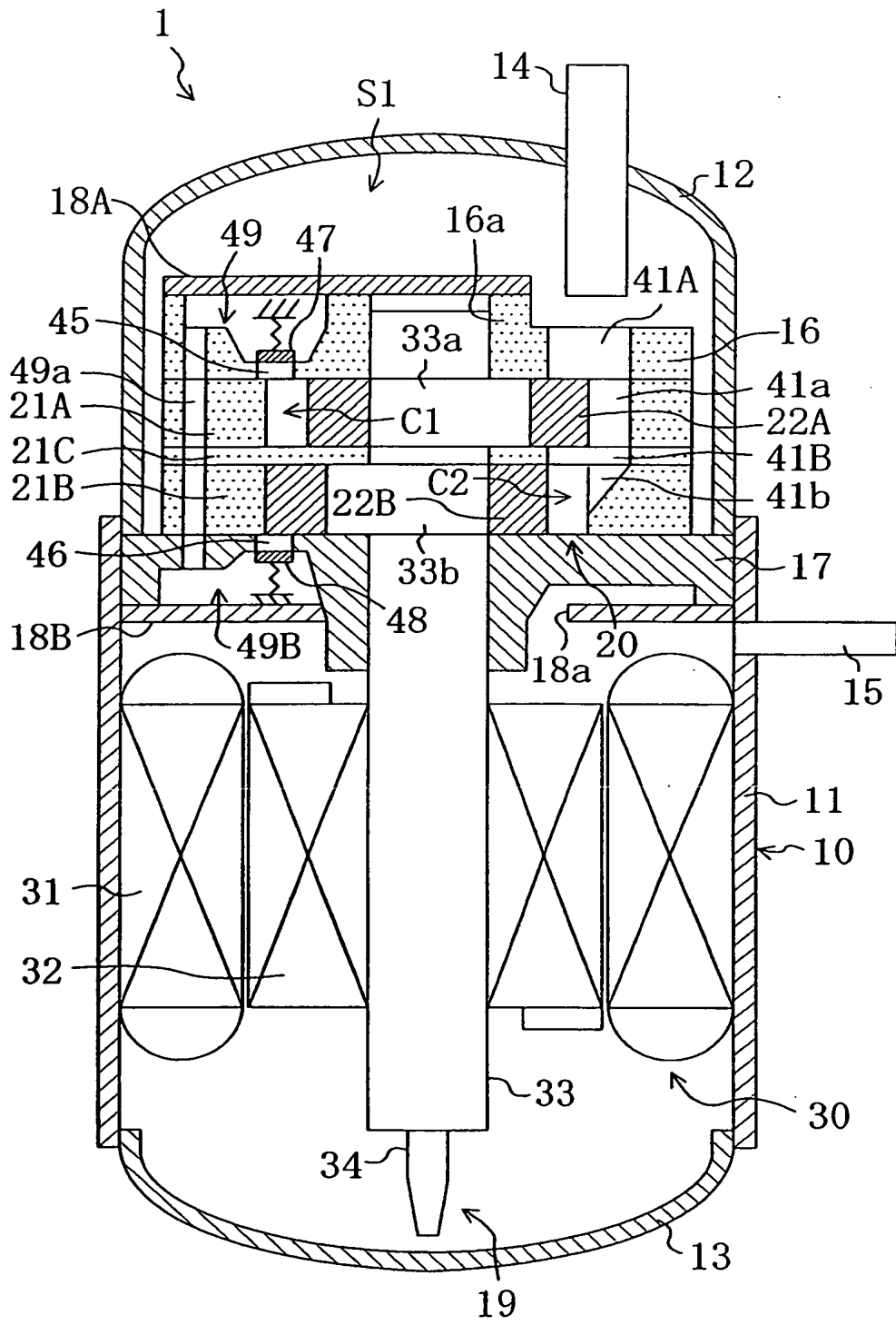
[図8]



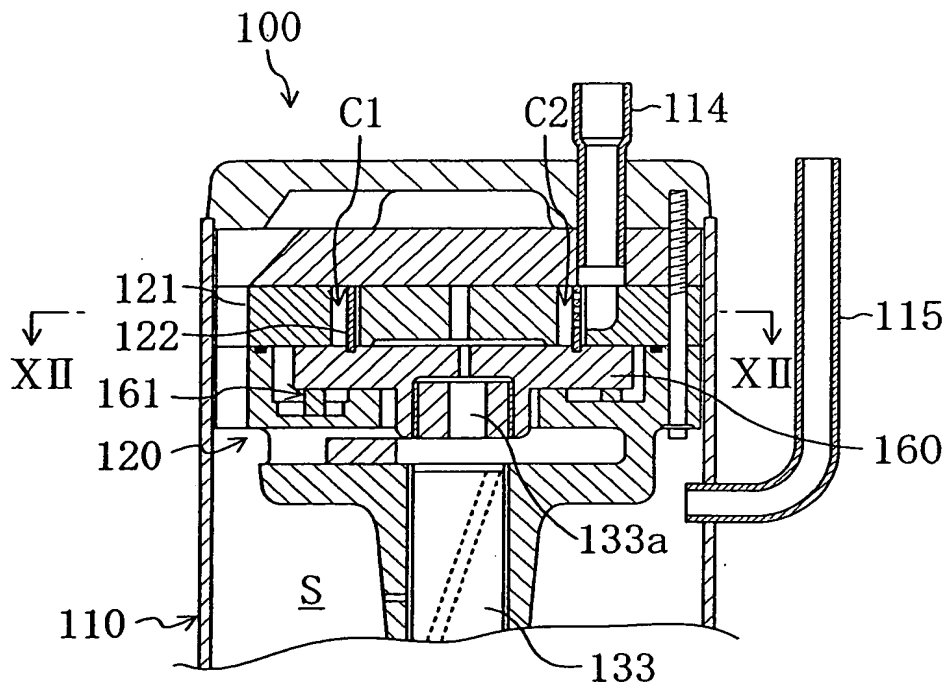
[図9]



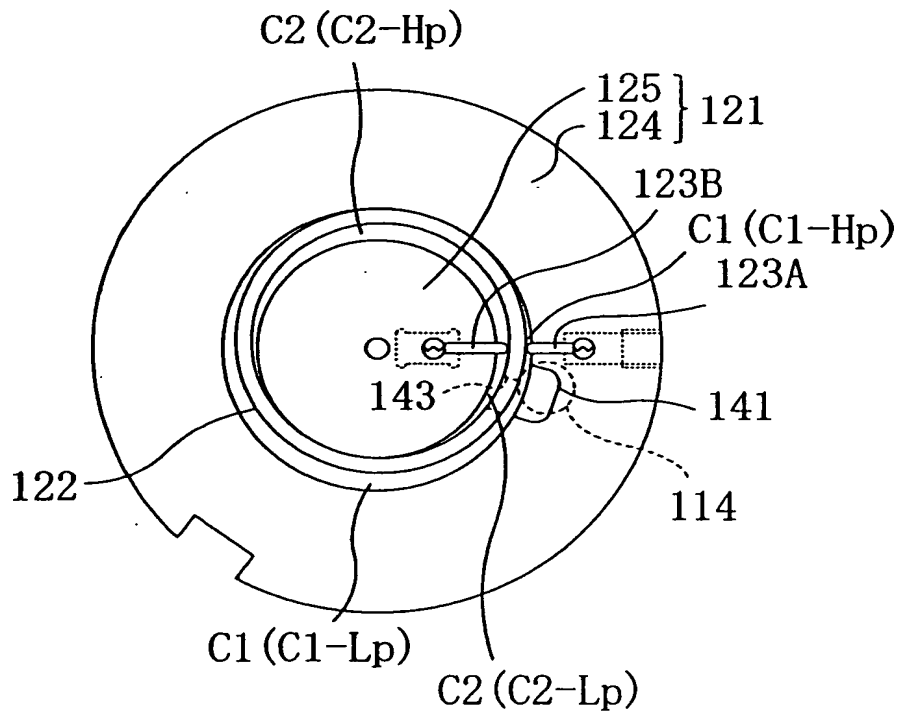
[図10]



[図11]



[図12]



[図13]

